

## CHƯƠNG V

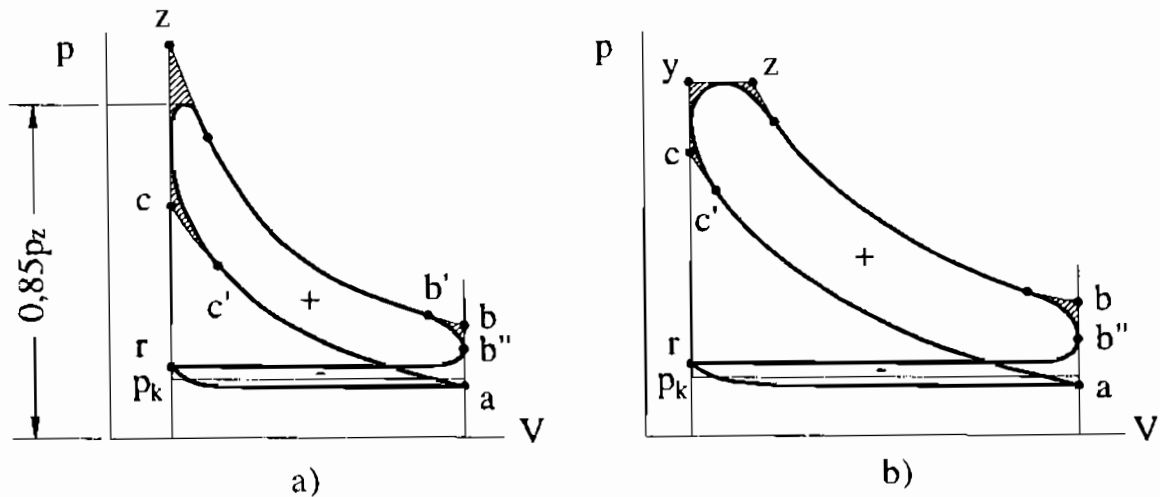
### NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT

Sau khi khảo sát chu trình thực tế trong chương IV, ta có toàn bộ các thông số nhiệt động cần thiết để từ đó tính toán các thông số kỹ thuật và kinh tế của chu trình.

Không làm giảm tính tổng quát, chúng ta xét cho một trường hợp cụ thể là động cơ 4 kỳ không tăng áp và sử dụng kết quả tính toán nhiệt chu trình làm việc theo phương pháp tính toán chu trình nhiệt động (xem 4.6.1).

Trên hình 5-1, *chu trình thực tế* được biểu thị bằng những đường cong trơn tru khép kín chia thành hai phần rõ rệt với công dương thu được và công âm (còn gọi là công bơm) tiêu tốn cho quá trình nạp thải.

Chu trình được xây dựng trên cơ sở những thông số trạng thái tại các điểm đặc biệt như a, c, y, z và b đã được xác định trong chương IV gọi là *chu trình tính toán*, hình 5-1. Chu trình hỗn hợp acyzb dùng cho động cơ diesel và chu trình đẳng tích aczb dùng cho động cơ xăng. Chu trình tính toán sẽ được dùng để tính toán các thông số chỉ thị và có ích của động cơ.



**Hình 5-1. Chu trình thực tế và chu trình tính toán:**

a) Động cơ xăng      b) Động cơ diesel

#### 5.1 Những thông số chỉ thị

Là những thông số nhận được dựa trên đồ thị công p - V (indicating diagram) của chu trình thực tế.

##### 5.1.1 Áp suất chỉ thị

Theo định nghĩa, áp suất chỉ thị:

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} \quad (5-1)$$

trong đó  $L_i$  là công chỉ thị của chu trình thực tế, đó là tổng đại số của công dương và công âm của chu trình.

Có thể xác định chính xác  $p_i$  theo (5-1) nếu đo được đồ thị công. Khi làm thực nghiệm lấy đồ thị công, áp suất của đường nạp và đường thải thường khác nhau ít và rất thấp so với đường nén và cháy giãn nở nên phần công bơm khá nhỏ, khó xác định chính xác và coi nó là một phần trong các tổn thất cơ khí của động cơ.

Khi tính toán  $p_i$  dựa trên chu trình tính toán, công bơm cũng không được tính đến mà đưa vào tổn thất cơ khí (xem 5.2.1). Trước hết, người ta xác định áp suất chỉ thị tính toán  $p'_i$  tương tự như (5-1):

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h} \quad (5-2)$$

với  $L'_i$  là công của chu trình tính toán, sau đó sẽ dùng hệ số hiệu chỉnh để tính  $p_i$  (trình bày ở cuối mục 5.1.1 này).

#### 5.1.1.1 Chu trình hỗn hợp

Theo hình 5-1 b, ta có:

$$L'_i = L_{yz} + L_{zb} + L_{ac} \text{ với:}$$

- $L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = \lambda p_c V_c (\rho - 1)$
- $L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{p_z V_z}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] = \frac{\lambda \rho p_c V_c}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right]$
- $L_{ac} = -\frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = -\frac{p_c V_c}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right)$

Thay tất cả vào (5-2) với lưu ý rằng:

$$\frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\epsilon - 1} \text{ và } p_c = p_a \epsilon^{n_1} \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left\{ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\rho}{\epsilon} \right)^{n_2 - 1} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right\} p_a \quad (5-3)$$

#### 5.1.1.2 Chu trình đẳng tích

Thay  $\rho = 1$  vào (5-3) ta được:

$$p'_i = \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] p_a$$

Trong thực tế, đồ thị của chu trình tính toán không trùng khớp với chu trình thực tế, rõ nhất là ở quá trình cháy và cuối giãn nở. Vì vậy công của chu trình thực tế thường nhỏ hơn công của chu trình tính toán nên áp suất chỉ thị thực tế cũng nhỏ hơn. Để kể đến sai khác này khi tính  $p_i$  người ta dùng hệ số điền đầy đồ thị  $\varphi_d$ :

$$p_i = \varphi_d p'_i$$

Hệ số hiệu chỉnh đồ thị được lựa chọn theo kinh nghiệm  $\varphi_d = 0,92 \div 0,97$ . Giá trị nhỏ dùng cho động cơ diesel và giá trị lớn cho động cơ xăng do sự khác biệt giữa chu trình tính toán và chu trình thực tế của động cơ xăng nhỏ hơn.

Ngoài ra, khi hiệu chỉnh áp suất cực đại của động cơ xăng, hình 5-1, người ta thường chọn áp suất cực đại bằng  $0,85p_z$ .

### 5.1.2 Công suất chỉ thị

Đó là công suất nhiệt động của động cơ.

$$N_i = f L_i \quad (5-4)$$

trong đó  $f$  là số chu trình trong một giây. Tính cho 1 xy lanh, động cơ 4 kỳ có  $f = n/120$  và động cơ 2 kỳ có  $f = n/60$ . Có thể viết:

$$f = \frac{i n}{30 \tau} \quad (5-5)$$

với  $i$  là số xy lanh và  $\tau$  gọi là hệ số kỳ,  $\tau = 4$  đối với động cơ 4 kỳ và  $\tau = 2$  đối với động cơ 2 kỳ.

Từ (5-1) và thay (5-5) vào (5-4) ta được:

$$N_i = \frac{p_i V_h i n}{30 \tau} \quad (5-6)$$

### 5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị

Hiệu suất chỉ thị chính là hiệu suất nhiệt của chu trình thực, được xác định như sau:

$$\eta_i = \frac{N_i}{G_{nl} Q_H} \quad (5-7)$$

$$\text{Gọi } g_i = \frac{G_{nl}}{N_i} \quad (5-8)$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị (kg/Ws), (g/mlh) hoặc (g/kWh), ta được:

$$\eta_i = \frac{1}{g_i Q_H} \quad (5-9)$$

Trong thực tế,  $\eta_i$  và  $g_i$  nằm trong khoảng sau đối với động cơ cao tốc:

	$\eta_i$	$g_i$ (g/kWh)
Động cơ xăng:	$0,25 \div 0,40$	$230 \div 340$

Động cơ diesel 4 kỳ:	$0,43 \div 0,56$	$170 \div 200$
Động cơ diesel 2 kỳ:	$0,40 \div 0,48$	$180 \div 220$

## 5.2 Những thông số có ích

### 5.2.1 Tổn thất cơ khí

Đó là các tổn thất cho ma sát giữa các mối ghép động, công suất dẫn động các cơ cấu phụ của động cơ như bơm dầu, bơm nước, quạt gió... và công bơm của quá trình nạp thải. Nếu gọi  $p_m$  là áp suất tổn thất cơ khí, xác định tương tự như  $p_i$  theo (5-1):

$$p_m = \frac{L_m}{V_h}$$

với  $L_m$  là công tổn thất cơ khí tính cho một chu trình, có thể tính được công suất tổn thất cơ khí  $N_m$  tương tự như (5-6):

$$N_m = \frac{p_m V_h i n}{30 \tau} \quad (5-10)$$

Trong thực tế, tổn thất do ma sát của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền chiếm đến 70% tổn thất cơ khí.

Áp suất tổn thất cơ khí  $p_m$  thông thường được xác định bằng thực nghiệm và phụ thuộc bậc nhất vào tốc độ trung bình của piston  $c_m$ :

$$p_m = a + b.c_m \quad (5-11)$$

với  $a$  và  $b$  là các hằng số thực nghiệm, tùy thuộc vào loại động cơ. Dưới đây là một số ví dụ.

Đối với động cơ diesel bốn kỳ không tăng áp có số xylanh  $i \geq 4$ , đường kính xylanh  $90 \div 120$  mm, buồng cháy thống nhất:

$$p_m = 0,09 + 0,0102c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Còn động cơ xăng bốn kỳ có số xylanh từ 4 đến 6 có  $\frac{S}{D} > 1$ , khi mở hoàn toàn bướm ga có thể sử dụng công thức:

$$p_m = 0,05 + 0,0155c_m \text{ (MN/m}^2\text{)}$$

Ngoài ra,  $p_m$  còn phụ thuộc vào tải trọng, trạng thái nhiệt của động cơ như nhiệt độ nước làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Đối với động cơ xăng cần chú ý rằng,  $p_m$  phụ thuộc vào tải trọng còn mạnh hơn vì khi thay đổi tải phải thay đổi vị trí của van tiết lưu nên sức cản đường nạp thay đổi nhiều, ảnh hưởng trực tiếp đến công bơm.

### 5.2.2 Công suất và áp suất có ích

Công suất có ích để kéo máy công tác là hiệu của công suất chi thị và công suất tổn thất cơ khí:

$$N_e = N_i - N_m \quad (5-12)$$

Nếu gọi  $p_e$  là áp suất có ích (effective) trung bình xác định tương tự như (5-1):

$$p_e = \frac{L_e}{V_h}$$

với  $L_e$  là công có ích của chu trình, có thể tính  $N_e$  tương tự như (5-6):

$$N_e = \frac{p_e V_h \text{in}}{30\tau}$$

Từ (5-10), (5-11) và (5-12) có thể dễ dàng rút ra:

$$p_e = p_i - p_m$$

### 5.2.3 Hiệu suất cơ khí

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_m}{N_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i}$$

Trong thực tế,  $\eta_m = 0,65 \div 0,93$ .

### 5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích

$$\eta_e = \frac{N_e}{G_{nl} Q_H} = \frac{N_e}{N_i} \frac{N_i}{G_{nl} Q_H} = \eta_m \eta_i$$

Tương tự như (5-8) gọi:

$$g_e = \frac{G_{nl}}{N_e}$$

là suất tiêu thụ nhiên liệu có ích với thứ nguyên như  $g_i$ . Tương tự như (5-9) ta có:

$$g_e = \frac{1}{\eta_e Q_H}$$

Vậy  $g_e$  và  $\eta_e$  đều là các thông số đặc trưng cho tính kinh tế của động cơ. Dưới đây là một vài số liệu để tham khảo đối với động cơ cao tốc.

	$\eta_e$	$g_e$ (g/kWh)
Động cơ xăng:	0,20 ÷ 0,35	245 ÷ 360
Động cơ diesel 4 kỳ:	0,40 ÷ 0,50	180 ÷ 220
Động cơ diesel 2 kỳ:	0,35 ÷ 0,45	205 ÷ 240

## 5.3 Cân bằng nhiệt

Tính cân bằng nhiệt là giai đoạn cuối của tính toán nhiệt đối với động cơ nhằm những mục đích sau:

- Tính những tổn thất nhiệt, trên cơ sở đó tìm các biện pháp giảm các tổn thất để dùng nhiệt vào việc có ích.

• Kết quả cân bằng nhiệt làm cơ sở tính và thiết kế các hệ thống phụ trợ như hệ thống làm mát, hệ thống bôi trơn và hệ thống tăng áp dùng tuốcbin khí thải.

Cân bằng nhiệt được xác định bằng thực nghiệm trên băng thử công suất động cơ. Tại mỗi chế độ làm việc ổn định và tính trong một đơn vị thời gian, cân bằng nhiệt có dạng:

$$Q_0 = Q_e + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{kc} + Q_{cl} \quad (5-13)$$

trong đó:

$Q_0$ : nhiệt lượng của nhiên liệu đưa vào động cơ

$$Q_0 = Q_H G_{nl}$$

với  $Q_H$  là nhiệt trị thấp của nhiên liệu và  $G_{nl}$  là lượng nhiên liệu tiêu thụ trên một đơn vị thời gian;

$Q_e$ : nhiệt lượng tương ứng với công suất có ích của động cơ

$$Q_e = N_e$$

$Q_{lm}$ : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát. Đối với hệ thống làm mát bằng nước:

$$Q_{lm} = G_n C_n (t_{nr} - t_{nv})$$

với  $G_n$  là lưu lượng khối của nước làm mát;  $C_n$  là nhiệt dung riêng của nước, có thể lấy  $C_n = 4,186 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ ;  $t_{nr}$  là nhiệt độ nước ra khỏi động cơ và  $t_{nv}$  là nhiệt độ nước vào động cơ;

$Q_{th}$ : nhiệt lượng do khí thải mang đi. Nếu bỏ qua entanpi của nhiên liệu trong khí nạp mới  $M_1$  đối với động cơ xăng, ta có công thức chung cho cả động cơ diesel và động cơ xăng như sau:

$$Q_{th} = G_{nl} (M_2 \bar{C}_{\mu pth} T_{th} - M_1 \bar{C}_{\mu pk} T_k)$$

với  $T_{th}$  là nhiệt độ khí thải (K) trong đường thải và  $T_k$  (K) là nhiệt độ khí nạp mới tại đường nạp;

$Q_d$ : nhiệt lượng do dầu bôi trơn mang đi, tính tương tự như  $Q_{lm}$ :

$$Q_d = G_d C_d (t_{dr} - t_{dv})$$

với  $G_d$  là lưu lượng dầu làm mát;  $C_d$  là nhiệt dung riêng của dầu;  $t_{dr}$  là nhiệt độ dầu ra khỏi động cơ và  $t_{dv}$  là nhiệt độ dầu vào động cơ;

$Q_{kc}$ : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu không cháy được. Khi  $\lambda \geq 1$  thì  $Q_{kc}$  được tính vào  $Q_{cl}$  còn khi  $\lambda < 1$  thì  $Q_{kc}$  tính như sau:

$$Q_{kc} = G_{nl} \Delta Q_H$$

với  $\Delta Q_H$  tính theo (4-32).

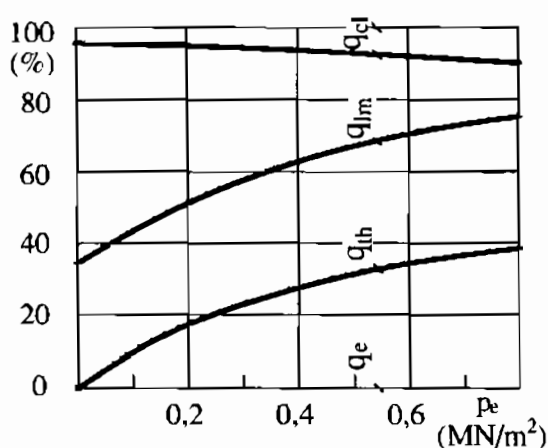
$Q_{cl}$ : nhiệt lượng còn lại bao gồm nhiệt trao đổi bằng đối lưu và bức xạ với môi trường và lượng nhiệt tương ứng với động năng của khí thải. Sau khi đo các đại lượng cần thiết và tính tất cả các thành phần ở trên,  $Q_{cl}$  có thể tính như sau:

$$Q_{cl} = Q_0 - (Q_e + Q_{lm} + Q_{th} + Q_d + Q_{ch})$$

Thông thường, cân bằng nhiệt được thể hiện dưới dạng không thứ nguyên bằng cách chia hai vế của (5-13) cho  $Q_0$ :

$$q_e + q_{lm} + q_{th} + q_d + q_{ch} + q_{cl} = 100\%$$

Hình 5-2 thể hiện cân bằng nhiệt của một loại động cơ theo  $p_e$  (tải trọng) ở tốc độ định mức. Trong bảng 5-1 cho giá trị kinh nghiệm của các thành phần trong cân bằng nhiệt tùy thuộc loại động cơ.



**Hình 5-2.** Cân bằng nhiệt ở các chế độ tải khác nhau

**Bảng 5-1.** Các thành phần cân bằng nhiệt

Loại động cơ	$q_e$ (%)	$q_{lm} + q_d$ (%)	$q_{th}$ (%)	$q_{ch}$ (%)	$q_{cl}$ (%)
Động cơ xăng	21 ÷ 33	12 ÷ 27	30 ÷ 50	0 ÷ 45	3 ÷ 10
Động cơ diesel	26 ÷ 47	15 ÷ 35	25 ÷ 40	0 ÷ 5	2 ÷ 5
Động cơ gas	23 ÷ 35	20 ÷ 25	35 ÷ 45	0 ÷ 5	2 ÷ 10

## CHƯƠNG VI

### TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ

Trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ diễn ra phức tạp hơn nhiều so với động cơ bốn kỳ. Thứ nhất, các quá trình quét-thải chỉ diễn ra trong khoảng  $120^\circ - 150^\circ$  góc quay trục khuỷu, chỉ bằng  $1/3 - 1/3,5$  so với động cơ bốn kỳ. Thứ hai, do sử dụng khí nạp mới để quét sản vật cháy trong xylanh (không dùng piston "đẩy" như ở động cơ 4 kỳ) nên khó quét sạch vì khí quét trộn lẫn với sản vật cháy và trong xylanh có những vùng chết. Thứ ba, một phần khí quét bị tổn thất vì theo cùng với sản vật cháy ra đường thải. Vì vậy, so với trong động cơ bốn kỳ thì việc nghiên cứu hệ thống trao đổi khí trong động cơ hai kỳ có ý nghĩa còn quan trọng hơn.

Nghiên cứu quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ nhằm tìm những biện pháp tăng chất lượng thải sản vật cháy và nạp khí nạp mới nhưng tổn hao ít khí quét. Qua đó, nâng cao công suất động cơ, giảm công suất tiêu thụ cho máy nén, làm tăng tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

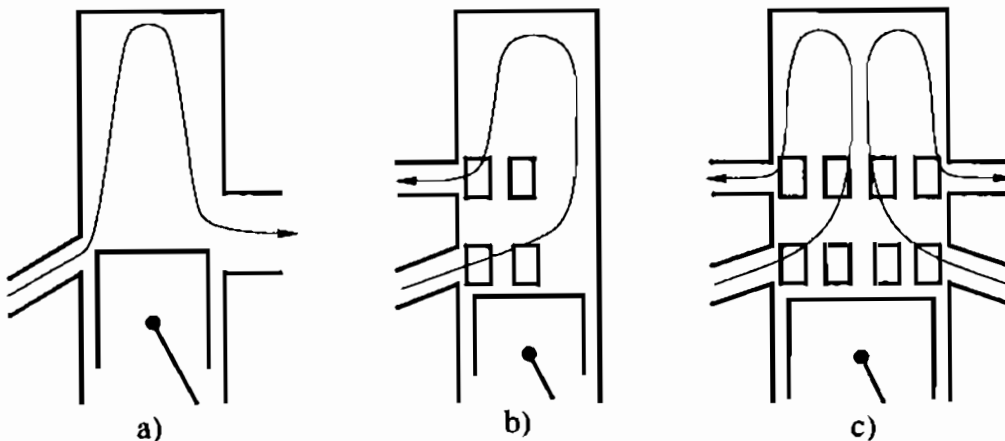
#### 6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ

Tuỳ theo đường đi của khí quét, người ta chia ra thành hai loại là quét vòng và quét thẳng.

##### 6.1.1 Quét vòng

Đó là hệ thống quét thải với đường đi của khí quét từ cửa nạp lên nắp xylanh vòng xuống đẩy khí đã làm việc qua cửa thải. Việc quét nạp được thực hiện qua các cửa trên vách xylanh nên cơ cấu phối khí rất đơn giản. Có nhiều loại kết cấu quét vòng được phân loại theo vị trí của các cửa quét nạp.

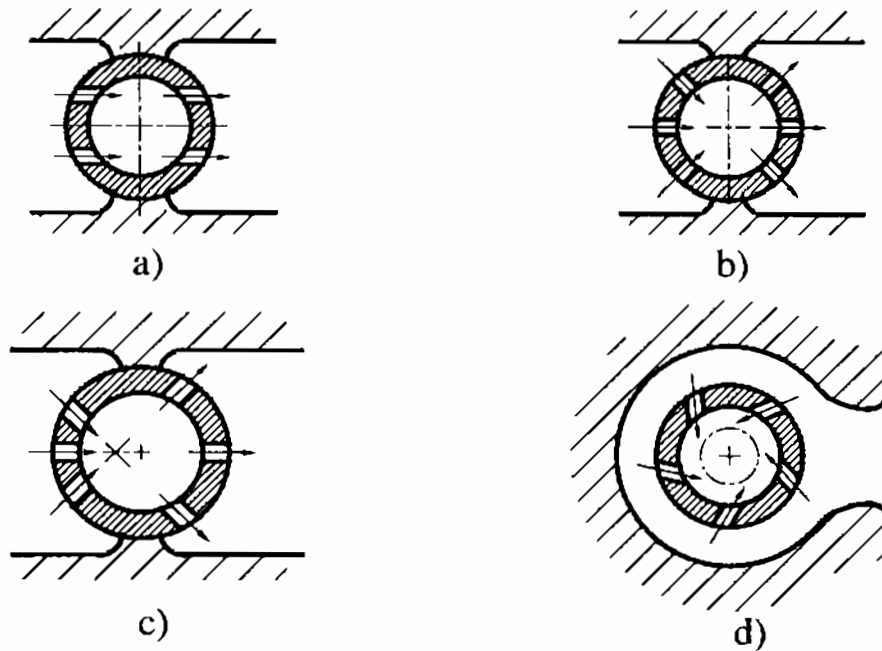
- Theo vị trí tương quan giữa các cửa, người ta chia thành quét vòng với các cửa đặt ngang, hình 6-1a, đặt bên, hình 6-1b, và đặt xung quanh, hình 6-1c. Theo cách phân loại này thì động cơ hai kỳ dùng hộp cacte - trục khuỷu làm máy nén khí (hình 1-6) là hệ thống quét vòng đặt ngang.



**Hình 6-1.** Hệ thống quét vòng: a) đặt ngang, b) đặt bên, c) đặt xung quanh



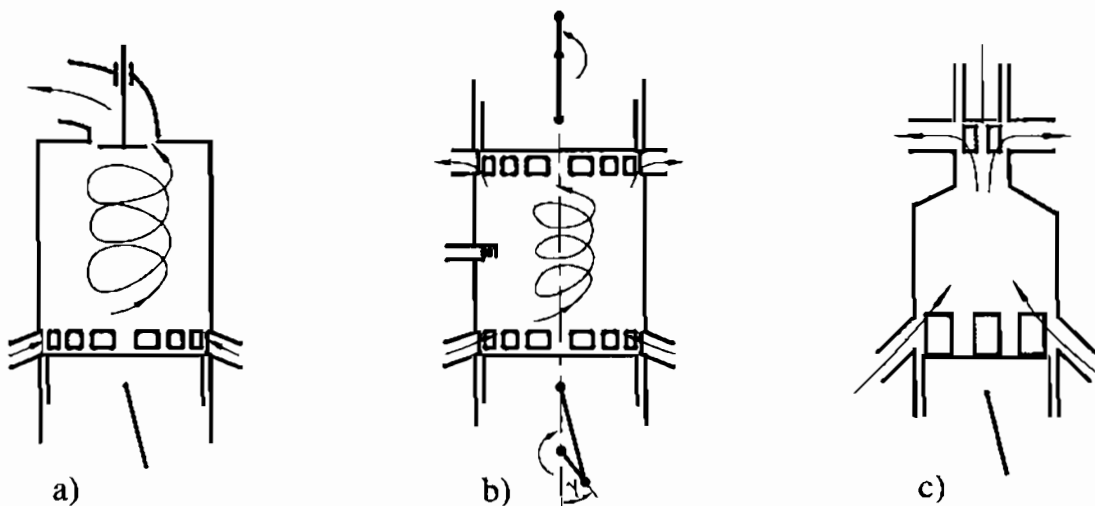
• Theo hướng các cửa, và qua đó quyết định đến hướng của các dòng khí, người ta chia thành quét vòng *hướng song song*, hình 6-2a, *hướng kính*, hình 6-2b, *hướng lệch tâm*, hình 6-2c và *hướng tiếp tuyến*, hình 6-2d. Đặc điểm của hệ thống quét vòng là có



**Hình 6-2. Hệ thống quét vòng:**

a) *hướng song song*, b) *hướng kính*, c) *hướng lệch tâm*, d) *hướng tiếp tuyến*

những vùng chết trong xylanh nên khó quét sạch. Ngoài ra, với việc quét thải đơn giản qua các cửa theo các sơ đồ trên thì chắc chắn có giai đoạn lọt khí (xem mục 1.4.3) dẫn tới



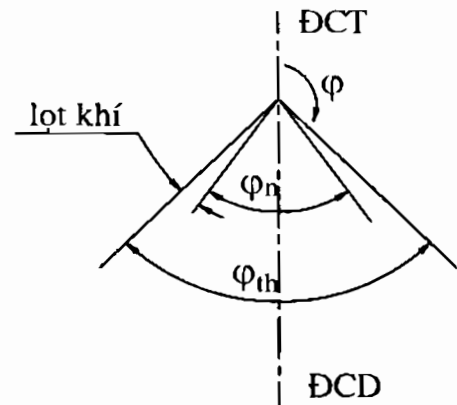
**Hình 6-3. Hệ thống quét thẳng:**

a) *qua xupáp*, b) *qua piston đối đỉnh*, c) *qua van trượt*

tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình. Để khắc phục, ở một số động cơ người ta bố trí van xoay trên cửa thải (xem 6.2.2 dưới đây).

### 6.1.2 Quét thẳng :

Trong hệ thống quét thẳng, đường đi của khí quét từ cửa quét trên thành xylanh hướng thẳng lên nắp máy đẩy khí đã làm việc ra ngoài. Theo kết cấu, có những loại *quét thẳng qua xupáp*, hình 6-3a, *quét thẳng qua piston đối đỉnh*, hình 6-3b, và *quét thẳng qua van trượt*, hình 6-3c. Khi quét thẳng qua xupáp, hình 6-3a, động cơ có xupáp thải với kết cấu và cách dẫn động giống như ở động cơ bốn kỳ. Khi quét thẳng qua piston đối đỉnh, hình 6-3b, động cơ có hai trục khuỷu: một trục khuỷu dẫn động piston đóng mở cửa nạp còn trục khuỷu kia đóng mở cửa thải. Hai trục khuỷu phải liên kết với nhau, quay ngược chiều nhau với cùng tốc độ và lệch pha với nhau khoảng  $8 - 20^\circ$ . Còn khi quét thẳng qua van trượt, hình 6-3c, cửa thải được đóng mở bởi cơ cấu van trượt.



Hình 6-4. Pha phối khí đối xứng

### 6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng

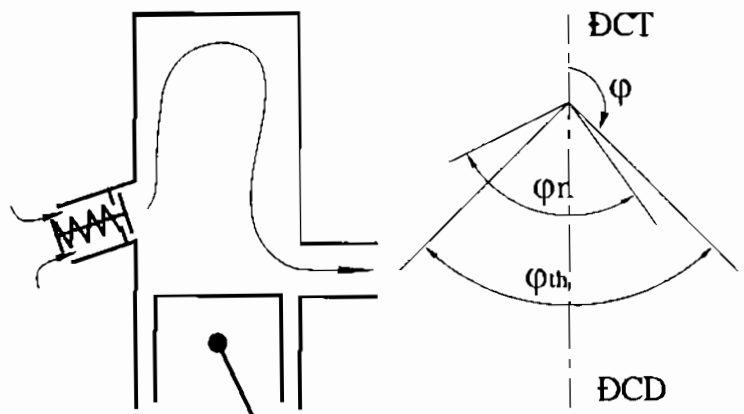
Với những phương án đã trình bày ở trên, quét vòng có ưu điểm nổi bật là đơn giản và làm việc chắc chắn, còn quét thẳng có những ưu điểm sau:

- Chất lượng quá trình quét thải tốt hơn với cùng một lượng khí quét, tức là thải sạch và nạp đầy hơn.
- Có thể tổ chức cho khí quét quay tròn trong xylanh để quét sạch, đồng thời cải thiện được quá trình hình thành hỗn hợp và cháy sau này.
- Tổn thất hành trình cho quá trình quét thải nhỏ hơn.

Tóm lại, chất lượng quét thải của quét thẳng tốt hơn nhưng kết cấu phức tạp hơn.

## 6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian

Như đã trình bày trong chương I, pha phối khí đóng vai trò rất quan trọng đến việc nạp đầy thải sạch và do đó đến đặc tính của động cơ. Trong



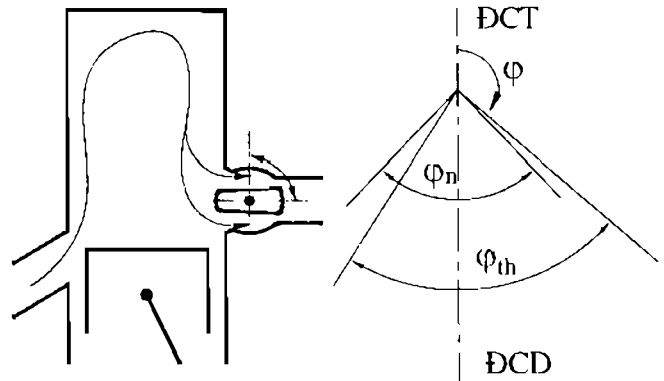
Hình 6-5. Pha phối khí không đối xứng có van một chiều trên cửa quét

động cơ hai kỳ, vai trò của pha phối khí còn lớn hơn vì quá trình trao đổi khí diễn ra rất ngắn và phức tạp nên khó lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

Trên cơ sở những vấn đề đã trình bày trong mục 6.1 có thể chia thành hai loại pha phối khí sau đây.

### 6.2.1 Pha phối khí đối xứng

Pha phối khí đối xứng, hình 6-4, thuộc động cơ hai kỳ quét vòng qua cửa thải là loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất, làm việc chắc chắn (xem mục 1.4.3). Các quá trình nạp thải tương ứng với các góc  $\varphi_n$  và  $\varphi_{th}$  có các điểm đầu và cuối quá trình đối xứng nhau qua điểm chết dưới nên có giai đoạn lọt khí (do cửa xả đóng sau cửa nạp) làm tăng tổn thất khí quét và tổn thất hành trình.



**Hình 6-6.** Pha phối khí không đối xứng có van xoay trên cửa thải

### 6.2.2 Pha phối khí không đối xứng

Để khắc phục nhược điểm của pha phối khí đối xứng, người ta thiết kế pha phối khí không đối xứng với những phương án sau.

- Đặt van một chiều trên cửa quét

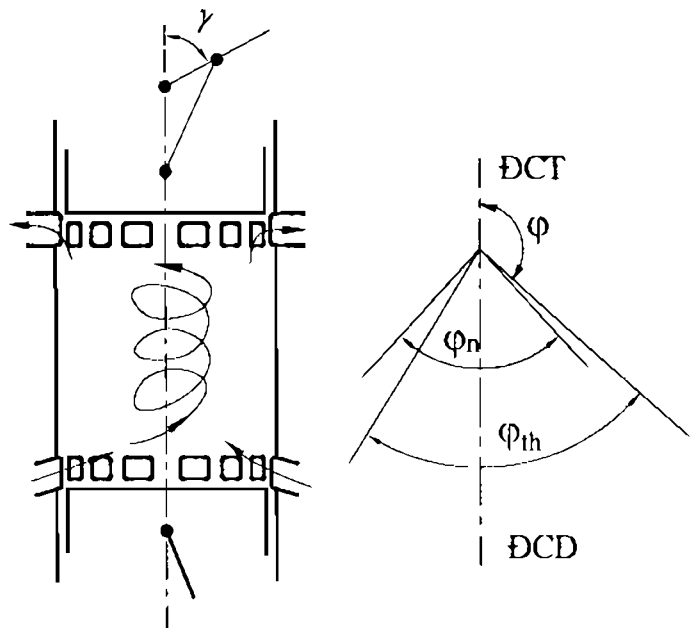
Trên cửa quét lắp một van một chiều, hình 6-5, với cửa quét cao hơn cửa thải. Tuy nhiên, van một chiều sẽ làm tăng tổn thất ở cửa quét.

- Đặt van xoay trên cửa thải

Van xoay lắp trên cửa thải, hình 6-6, được thiết kế sao cho mở trước và đóng trước cửa quét.

- Đặt lệch trục khuỷu

Trong động cơ quét thẳng dùng piston đối đỉnh, hình 6-7, hai trục khuỷu đặt lệch nhau một góc sao cho cửa thải mở trước và đóng trước cửa nạp.



**Hình 6-7.** Pha phối khí không đối xứng ở động cơ piston đối đỉnh

- Dùng xupáp thải với các góc mở và đóng thích hợp

Động cơ dùng quét thẳng qua xupáp thải có các góc mở và đóng thích hợp sẽ tạo ra pha phối khí không đối xứng tương tự như các loại trên, hình 6-8.

Các phương án pha phối khí không đối xứng nêu trên đều không có giai đoạn lọt khí. Ngoài ra còn có một ưu điểm nữa là tận dụng được quán tính của khí quét để nạp thêm vì cửa nạp đóng sau cửa thải.

### 6.2.3 Tiết diện thời gian

Tiết diện thời gian  $A$  là diện tích đồ thị biểu diễn diện tích  $f$  của các cửa thông khí (nạp hay thải) theo thời gian  $t$  hay góc quay trục khuỷu  $\varphi$ , đặc trưng cho khả năng thông qua của chúng:

$$A = \int_{t_1}^{t_2} f dt = \frac{30}{\pi n} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f d\varphi \quad (6-1)$$

Trong đó  $t_1$  ( $\varphi_1$ ) và  $t_2$  ( $\varphi_2$ ) là thời điểm mở và đóng cửa;  $n$  là tốc độ vòng quay của trục khuỷu.

Đối với mỗi trường hợp cụ thể, ta có thể xác định dễ dàng diện tích  $f(t)$  bằng đồ thị hay giải tích. Hình 6-9 nêu ví dụ tiết diện thời gian của cửa nạp ứng với trường hợp pha phối khí đối xứng, cửa có tiết diện hình chữ nhật với đáy là  $b$  và chiều cao là  $h$ . Diện tích  $f$  khi đó, hình 6-9a, được tính như sau:

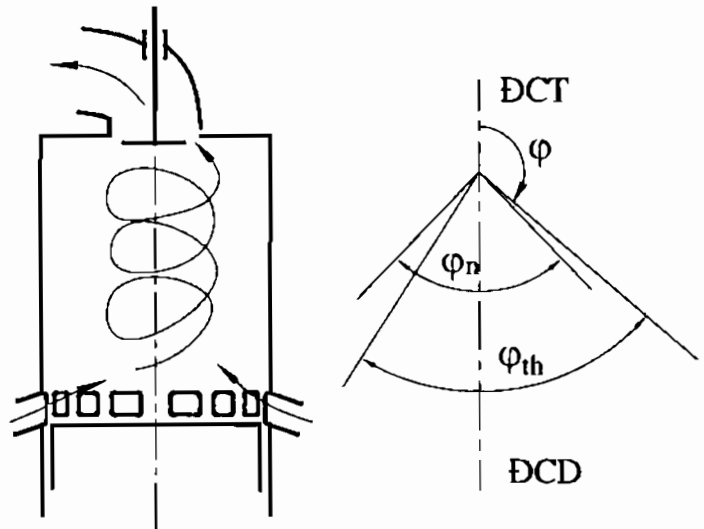
$$f = b(x - x_1)$$

Thay  $x$  và  $x_1$  bằng công thức quen thuộc từ môn học Động cơ đốt trong:

$$x = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \text{ ta được:}$$

$$f = bR \left[ \cos \varphi_1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (\cos 2\varphi_1 - \cos 2\varphi) \right]$$

trong đó  $\varphi_1$  là góc của trục khuỷu, tại đó piston bắt đầu mở cửa nạp. Từ đó sẽ xây dựng được  $f_{\text{nạp}}(\varphi)$ , bằng cách tương tự sẽ xây dựng được  $f_{\text{thải}}$ , hình 6-9b.

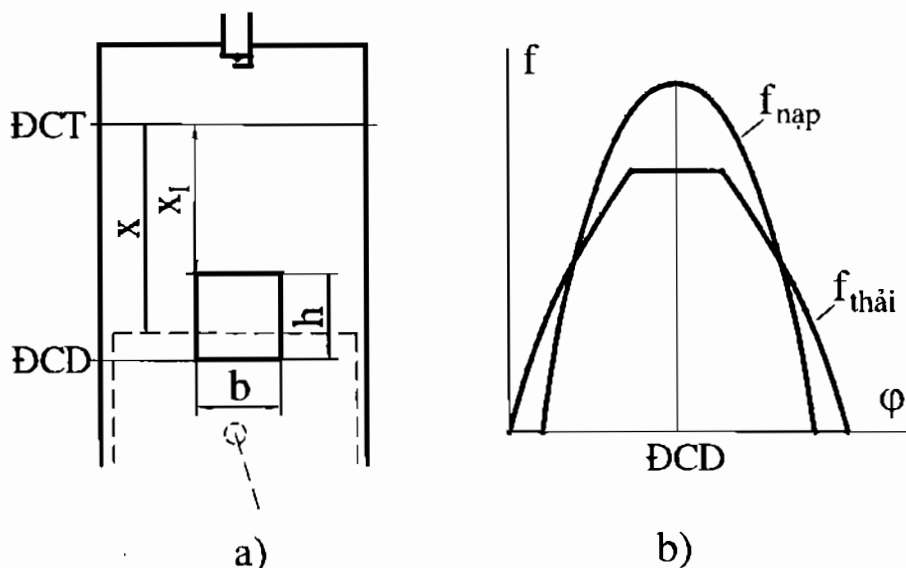


Hình 6-8. Pha phối khí không đối xứng ở động cơ thải qua xupáp

## 6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán

### 6.3.1 Diễn biến

Quá trình trao đổi khí trong động cơ hai kỳ diễn biến rất phức tạp trong điều kiện có dao động áp suất, trao đổi nhiệt phức tạp giữa môi chất với vách xylanh và thể tích xylanh thay đổi. Tuy vậy, về cơ bản có thể chia quá trình quét-thải thành ba giai đoạn là *thải tự do*, *thải cưỡng bức* và  *nạp*, cuối cùng là *lọt khí* hay *nạp thêm* tùy thuộc loại hệ thống. Sau đây sẽ xét cụ thể từng giai đoạn của hệ thống quét vòng với pha phối khí đối xứng nhưng vẫn mang đặc trưng chung của động cơ hai kỳ, hình 6-10.



Hình 6-9. Thời gian tiết diện khi pha phối khí đối xứng

#### a. Giai đoạn thải tự do

Giai đoạn thải tự do I, hình 6-10b, được tính từ lúc mở cửa thải tại điểm b đến khi khí quét thực sự đi vào xylanh tại điểm N. Trong giai đoạn này môi chất ra khỏi xylanh dưới tác dụng của độ chênh áp giữa xylanh và đường thải  $p - p_{th}$ .

Ban đầu từ b đến g, áp suất trong xylanh lớn hơn áp suất tới hạn  $p_g$  (so với  $p_{th}$ ) nên dòng lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh khoảng  $500 \div 600$  m/s. Từ g trở đi, áp suất xylanh nhỏ hơn  $p_g$  nên dòng lưu động dưới giới hạn với tốc độ giảm dần.

Trong giai đoạn này cửa quét mở tại H nhưng khí quét có áp suất  $p_k$  chưa vào ngay xylanh vì  $p > p_k$ . Trái lại, có một lượng sản vật cháy đi ngược vào đường nạp nhưng lượng không lớn do hiệu ứng hút của dòng khí đang lưu động vào đường thải và tiết diện cửa quét khi đó còn nhỏ. Từ H đến N cửa thải mở sớm nhằm tăng diện tích lưu thông khi khí quét thực sự đi vào xylanh để tăng lượng nạp (tương tự vai trò mở sớm xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).

Trong giai đoạn thải tự do có thể thải đến 50% lượng sản vật cháy.

## b. Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Giai đoạn quét và thải cưỡng bức và nạp II, hình 6-10b, kể từ lúc khí quét đi vào xylanh tại N cho đến khi đóng cửa quét tại d.

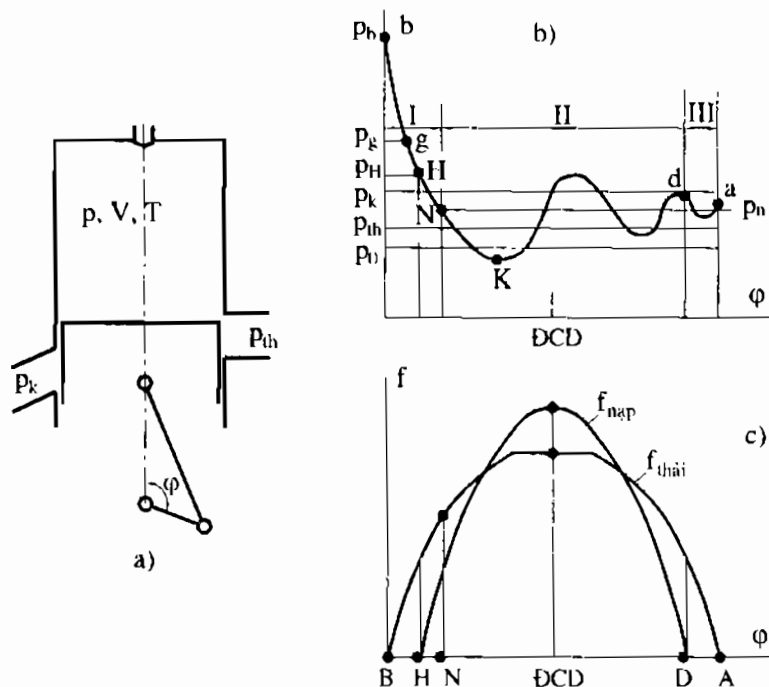
Trong thời kỳ này khí quét từ đường nạp vào xylanh và đẩy sản vật cháy ra đường thải, đồng thời chiếm chỗ trong xylanh thực hiện việc nạp.

Ban đầu, tuy khí quét đã đi vào xylanh nhưng áp suất vẫn tiếp tục giảm, thậm chí có thể giảm dưới áp suất khí trời  $p_0$  xuống đến điểm K, hình 6-10b, trong động cơ cao tốc. Sở dĩ có hiện tượng đó là do tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét còn nhỏ, mặt khác dòng khí đang lưu động qua cửa thải với tiết diện và tốc độ lớn gây nên hiệu ứng hút. Tiếp theo, tiết diện cửa quét và tốc độ dòng khí quét tăng ngày càng lớn nên áp suất tăng và dao động tắt dần quanh đường áp suất trung bình trong xylanh ở giai đoạn này ký hiệu là  $p_n$ .

Trong thời kỳ này có khoảng 30 ÷ 50% sản vật cháy bị quét ra khỏi xylanh.

## c. Giai đoạn lọt khí

Đối với hệ thống có cửa thải đóng sau, hình 6-10, thì từ d đến a được gọi là giai đoạn *lọt khí* III. Ngược lại, trong hệ thống có cửa nạp đóng trước thì là giai đoạn *nạp thêm* (tương tự như khi đóng muôn xupáp nạp của động cơ 4 kỳ).



**Hình 6-10.** Diễn biến quá trình quét thải trong động cơ hai kỳ

b: mở cửa thải, H: mở cửa quét, N: khí quét bắt đầu đi vào xylanh, d: đóng cửa quét, a: đóng cửa thải

### 6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán

Khi tính toán lý thuyết để xác định sơ bộ trị số "thời gian tiết diện cần thiết" của các cửa quét, cửa thải cần có các thông số sau đây.

### 6.3.2.1 Quá trình quét

#### a. Áp suất khí quét $p_k$

Áp suất khí quét  $p_k$  trước cửa nạp được giả thiết không đổi, đặc trưng cho cường độ quét và quyết định áp suất trong xy lanh đầu quá trình nén  $p_a$ . Áp suất  $p_k$  phụ thuộc loại động cơ, kiểu loại của hệ thống, tốc độ vòng quay  $n$ , kích thước xy lanh  $D$  và mức độ cường hóa động cơ (tùy thuộc giá trị áp suất có ích trung bình  $p_e$ ).

Tùy thuộc loại động cơ có thể chọn  $p_k$  theo kinh nghiệm, bảng 6-1.

**Bảng 6-1. Áp suất khí quét  $p_k$  [2]**

Loại động cơ	Động cơ dẫn động cơ khí máy nén	Tuốcbin khí thải dẫn động máy nén
Động cơ tàu thủy và tĩnh tại cỡ lớn, thấp tốc	$(1,1 \div 1,2)p_0$	$(1,3 \div 1,7)p_0$
Động cơ tàu thủy và tàu hỏa, tốc độ vừa	$(1,2 \div 1,4)p_0$	$(1,5 \div 3,0)p_0$
Động cơ ô tô máy kéo cao tốc	$(1,2 \div 1,5) p_0$	$(1,5 \div 1,7)p_0$
Động cơ cường hóa cao tốc, tăng áp		$(1,7 \div 5,0)p_0$

Tùy thuộc loại hệ thống, ví dụ: hệ thống thẳng qua xupáp cần  $p_k$  lớn hơn so với hệ thống quét dùng piston đối đỉnh.

Tùy thuộc loại động cơ và tốc độ vòng quay, động cơ có  $D$  và  $n$  càng lớn thì càng khó quét sạch nên phải tăng  $p_k$  theo tỷ lệ với tích  $Dn$ .

#### b. Nhiệt độ khí quét $T_k$

$T_k$  phụ thuộc nhiệt độ khí trời  $p_0$  và áp suất  $p_k$  (mức độ tăng áp); chủng loại và đặc điểm cấu tạo của máy nén; mức độ làm mát trung gian khí quét:

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \Delta T_k$$

trong đó:

$\Delta T_k$ : độ giảm nhiệt độ khí quét qua làm mát trung gian,  $\Delta T_k \approx 25 \div 50K$ . Làm mát trung gian để giảm nhiệt độ của toàn chu trình và tăng mật độ khí nạp mới để nạp được nhiều hơn. Nếu không làm mát trung gian thì  $\Delta T_k = 0$ .

$m$ : chỉ số đa biến khi nén môi chất trong máy nén, phụ thuộc loại máy nén:

Máy nén piston:  $m = 1,45 \div 1,6$

Máy nén rôto:  $m = 1,65 \div 1,8$

Máy nén ly tâm:  $m = 1,45 \div 1,8$ .

### c. Các thông số khác

#### • Hệ số dư lượng khí quét

Hệ số dư lượng không khí quét  $\varphi_0$  được định nghĩa như sau:

$$\varphi_0 = \frac{V_0}{V_h} \quad (6-2)$$

Trong đó  $V_h$  là thể tích công tác và  $V_0$  là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời  $p_0, T_0$ .

Hệ số  $\varphi_0$  được sử dụng để tính toán cho động cơ có áp suất khí quét  $p_k$  nhỏ với  $p_k \approx 1,05 \div 1,15$  MPa. Theo kinh nghiệm  $\varphi_0 = 1,4 \div 2,4$ .

Ngoài ra, người ta thường sử dụng hệ số dư lượng khí quét  $\varphi_k$  cho mọi loại động cơ hai kỳ:

$$\varphi_k = \frac{V_k}{V_h} \quad (6-3)$$

Trong đó  $V_k$  là thể tích không khí đưa vào trong xy lanh trong một chu trình qui về điều kiện áp suất và nhiệt độ đường nạp  $p_k, T_k$ .

Hệ số  $\varphi_k$  trong trường hợp này phản ánh được thông số trạng thái của khí quét trước cửa quét.

Có thể lựa chọn  $\varphi_k$  theo kinh nghiệm như sau:

*Động cơ cỡ lớn tốc độ thấp:*

- có áp suất  $p_k$  nhỏ:  $\varphi_k = 1,15 \div 1,25$

- có áp suất  $p_k$  lớn (cường hóa như tăng áp):  $\varphi_k = 1,4 \div 1,6$

*Động cơ cao tốc dùng trên các phương tiện vận tải:*  $\varphi_k = 1,4 \div 1,5$

*Động cơ dùng hộp cacte-trục khuỷu để nén khí:*  $\varphi_k = 1,5 \div 0,8$

Khi tăng  $p_k$  thì phải tăng  $\varphi_0$  hay  $\varphi_k$  vì càng tăng áp thì càng tổn không khí quét. Hệ số dư lượng không khí quét là một thông số quan trọng để chọn lưu lượng máy nén cho động cơ hai kỳ.

Quan hệ giữa  $\varphi_0$  và  $\varphi_k$  có thể dễ dàng tìm được từ (6-2) và (6-3):

$$\frac{\varphi_k}{\varphi_0} = \frac{V_k}{V_0}$$

Từ phương trình trạng thái:

$$V_k = \frac{G_q RT_k}{p_k} \text{ và } V_0 = \frac{G_q RT_0}{p_0}$$

trong đó  $G_q$  (kg) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xy lanh trong một chu trình.

Cuối cùng ta được:



$$\varphi_k = \varphi_0 \frac{p_0 T_k}{p_k T_0}$$

### • Hệ số quét khí và hệ số lợi dụng khí quét

Hệ số quét khí  $\varphi$  đặc trưng cho mức độ tổn hao khí quét, được định nghĩa như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{M_q}{M_l}$$

trong đó:  $G_q$  vừa nêu ở trên;  $G_l$  (kg) là lượng khí quét giữ lại trong xy lanh trong một chu trình;  $M_q$  (kmol/kgnl) và  $M_l$  (kmol/kgnl) là lượng khí quét đi qua cửa quét vào xy lanh và lượng khí quét giữ lại trong xy lanh trong một chu trình ứng với 1 kg nhiên liệu.

Giá trị nghịch đảo của  $\varphi$  được gọi là hệ số lợi dụng khí quét  $\eta_d$ :

$$\eta_d = \frac{1}{\varphi} = \frac{M_l}{M_q}$$

Hệ số khí sót  $\gamma_r$  cũng là một thông số đánh giá chất lượng quét-thải:  $\gamma_r$  càng nhỏ thì chất lượng quét thải càng cao và ngược lại (xem 4.1.2.2). Để đạt một giá trị  $\gamma_r$  (nhỏ) nhất định, hệ số quét khí  $\varphi$  càng nhỏ ( $\eta_d$  càng lớn) tức là tổn hao khí quét càng nhỏ càng tốt. Trong một số trường hợp để làm mát các chi tiết trong buồng cháy hoặc giảm nhiệt độ trước tuốcbin tăng áp người ta có thể tăng  $\varphi$ .

Trong thực tế có thể lựa chọn hệ số quét khí như sau:

- Động cơ dùng máy nén riêng:  $\varphi = 1,3 \div 1,6$
- Động cơ dùng hộp cacte-trục khuỷu để nén khí:  $\varphi = 1,1 \div 1,2$

Quan hệ giữa hệ số quét khí  $\varphi$  và hệ số dư lượng khí quét  $\varphi_k$  cũng tìm được như sau:

$$\varphi = \frac{G_q}{G_l} = \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_h \eta_v}{v_k}} = \frac{V_k}{V_h} \cdot \frac{1}{\eta_v} = \frac{\varphi_k}{\eta_v}$$

trong đó:

- $v_k$ : thể tích riêng của khí quét;
- $V_k$ : thể tích khí quét qui về điều kiện  $p_k, T_k$ ;
- $\eta_v$ : hệ số nạp.

### 6.3.2.2 Quá trình thải

#### a. Áp suất $p_b$ và nhiệt độ $T_b$

Áp suất và nhiệt độ lúc mở cửa thải  $p_b$  và  $T_b$  phụ thuộc vào mức độ cường hóa động cơ theo áp suất có ích trung bình  $p_c$ , hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , tốc độ vòng quay  $n$  và hệ thống quét thải.

Khi thiết kế động cơ mới hoặc tính toán kiểm nghiệm động cơ đã có,  $p_b$  và  $T_b$  được xác định nhờ tính toán nhiệt chu trình hoặc có thể xác định nhờ đo đồ thị công trên động cơ thí nghiệm và từ đó tính ra  $T_b$ .

Có thể chọn  $p_b$  ở chế độ toàn tải theo kinh nghiệm như sau:

Động cơ tốc độ thấp:  $p_b = (2 \div 3)p_k$

Động cơ cao tốc:

- dùng cửa thải:  $p_b = (3 \div 4)p_k$

- dùng xupáp thải:  $p_b = (4 \div 5,5)p_k$

Động cơ tăng áp dùng tuốcbin khí thải thường mở cửa thải sớm hơn so với trường hợp dùng máy nén dẫn động cơ khí nên  $p_b$  thường lớn hơn, mục đích nhằm tăng năng lượng của khí thải để tăng công của tuốcbin. Nếu áp suất  $p_z$  trong quá trình cháy càng cao, hệ số giãn nở sau  $\delta$  và chỉ số giãn nở đa biến trung bình  $n_2$  càng nhỏ thì  $p_b$  càng lớn.

Nhiệt độ  $T_b$  thường nằm trong phạm vi 1000 đến 1600K. Giáo sư Óclin (Liên Xô cũ) đưa ra công thức kinh nghiệm sau:

$$T_b = T_k \frac{p_b}{p_k}$$

### b. Áp suất trên đường thải

Áp suất trên đường thải  $p_{th}$  cũng giống như áp suất đường nạp  $p_k$  được giả thiết không đổi khi chế độ làm việc ổn định. Áp suất trên đường thải  $p_{th}$  phụ thuộc vào cấu tạo đường thải và chế độ làm việc của động cơ.

Khi không dùng tăng áp tuốcbin khí thải:  $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$

Khi dùng tăng áp tuốcbin khí thải:  $p_{th} = (0,75 \div 0,9)p_k$

### c. Áp suất trong xylanh lúc mở cửa quét

Áp suất trong xylanh lúc mở cửa quét  $p_H$  phụ thuộc hệ số quét khí và tốc độ vòng quay của động cơ. Do  $p_{II} > p_k$  nên có hiện tượng lọt sản vật cháy vào đường nạp. Vì vậy không nên thiết kế cửa quét mở sớm quá.

Với động cơ hai kỳ quét thẳng, tốc độ  $n = 1500 \div 2500$  vg/ph, Giáo sư Óclin đưa ra công thức kinh nghiệm:

$$p_{II} = (1,1 \div 1,8)p_k$$

Các động cơ tĩnh tại và tàu thủy hai kỳ cỡ lớn tốc độ thấp thường lắp van một chiều trên cửa nạp nên thường mở cửa quét khi  $p_H \approx p_k$ .

### d. Áp suất trung bình trong giai đoạn thải cưỡng bức

Áp suất trung bình trong xylanh trong giai đoạn thải cưỡng bức  $p_n$  được xác định theo hệ số tụt áp  $a$  được định nghĩa như sau:

$$a = \frac{p_n - p_{th}}{p_k - p_{th}}$$

Hệ số  $a$  có thể được chọn theo kinh nghiệm của Giáo sư Óclin như sau:

- Hệ thống quét thẳng qua xupáp:  $a = 0,5 \div 0,9$
- Hệ thống quét thẳng qua piston đối đỉnh:  $a = 0,3 \div 0,5$
- Hệ thống quét vòng:  $a = 0,4 \div 0,75$

Từ đó tìm được:

$$p_n = a(p_k - p_{th}) + p_{th}$$

#### e. Thể tích $V_N$

Thể tích xy lanh  $V_N$  ứng với thời điểm khí quét thực sự đi vào xy lanh, hình 6-10b, có thể chọn theo kinh nghiệm phụ thuộc vào thể tích công tác của xy lanh  $V_h$ :

$$V_N = (0,9 \div 1,05)V_h$$

### 6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất

*Mục đích chính* của tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất là xác định tiết diện thời gian cần thiết của cửa thải và cửa quét phục vụ cho tính kiểm nghiệm hay thiết kế động cơ. Trong phần này chúng ta sẽ thiết lập quan hệ toán học giữa tiết diện thời gian các cửa thải, cửa quét với các thông số của quá trình công tác. Trên cơ sở đó tính toán tiết diện các cửa này phục vụ cho việc thiết kế cũng như kiểm nghiệm động cơ.

#### 6.4.1 Cơ sở tính toán

Quá trình thay đổi môi chất thực tế trong động cơ hai kỳ là quá trình không ổn định, diễn ra trong điều kiện thể tích xy lanh, tiết diện thông qua các cửa, áp suất, nhiệt độ môi chất thay đổi và trao đổi nhiệt phức tạp với môi trường bên ngoài. Để tính toán phải sử dụng những giả thiết đơn giản hóa và kết quả tính toán thường được hiệu chỉnh bằng các hệ số thực nghiệm tương tự như phần tính toán chu trình làm việc của động cơ đã trình bày ở chương 4 và chương 5.

Khi lựa chọn các thông số ở trên, ta đã giả thiết dòng lưu động qua các cửa nạp, thải là dòng một chiều, liên tục và đoạn nhiệt. Công thức tính lưu lượng của dòng khí đó được xác định theo (4-54):

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_l}{v_l}}$$

Hệ số lưu lượng  $\mu$  của các cửa quét, thải tương ứng với từng giai đoạn cụ thể có thể lựa chọn theo kinh nghiệm cho trong bảng 6-2.

Dưới đây ta sẽ áp dụng cơ sở chung về lưu động của dòng khí để tính toán cho từng giai đoạn cụ thể, hình 6-10.

**Bảng 6-2. Hệ số lưu lượng  $\mu$  của các cửa quét, thải [2]**

Loại hệ thống quét thải	Cửa thải		Cửa quét $\mu_q$
	Khi thải tự do $\mu_{td}$	Khi thải cưỡng bức $\mu_{cb}$	
Quét thẳng qua xupáp thải	0,6 ÷ 0,8	0,80 ÷ 1,2	0,70 ÷ 0,75
Quét thẳng dùng piston đối đỉnh	0,65 ÷ 0,75	0,5 ÷ 0,8	0,70 ÷ 0,75
Quét vòng	0,60 ÷ 0,75	0,3 ÷ 0,7	0,70 ÷ 0,75

#### 6.4.2 Giai đoạn thải tự do

Thời kỳ thải tự do tính từ lúc mở cửa thải tại điểm b cho đến khi khí quét đi vào xylanh tại điểm N, hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, giai đoạn thải tự do đều có hai dạng lưu động là trên giới hạn và dưới giới hạn.

Khối lượng sản vật cháy qua cửa thải  $dG_{td}$  trong khoảng thời gian  $dt$  trong thời kỳ thải tự do được xác định theo (4-54):

$$dG_{td} = \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt \quad (6-4)$$

trong đó:

$\mu_{td}$ : hệ số lưu lượng cửa thải trong giai đoạn thải tự do. Chọn  $\mu_{td}$  theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

$f_{td}$ : diện tích lưu thông của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

$p, v$ : áp suất và thể tích riêng của môi chất trong xylanh;

$\psi_{td}$ : hàm lưu lượng trong giai đoạn thải tự do.

$$\text{- Khi } \frac{p_{th}}{p} \leq \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

với  $p_{th}$  là áp suất đường thải được coi là không đổi và  $k$  là chỉ số đoạn nhiệt. Dòng khí đó lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh, hàm lưu lượng  $\psi$  được xác định theo (4-56):

$$\psi_{td} = \psi_{td \max} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \text{const} \quad (6-5)$$

Giá trị áp suất tới hạn  $p_g$ , hình 6-10b, được xác định theo (4-57):

$$p_g = \frac{p_{th}}{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (6-6)$$

$$\text{- Khi } \frac{p_{th}}{p} > \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

dòng lưu động dưới giới hạn, hàm lưu lượng  $\psi_{td}$  được xác định theo (4-55):

$$\psi_{td} = \psi_{tdd} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[ \left( \frac{p_{th}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{th}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (6-7)$$

Mặt khác, nếu không tính lượng sản vật cháy khá nhỏ lọt vào đường nạp trong khoảng từ H đến N thì lượng sản vật cháy đi qua cửa thải tính đến thời điểm đang xét bất kỳ từ b đến N có thể tính như sau:

$$G_{td} = G_b - G = \frac{V_b}{v_b} - \frac{V}{v} \quad (6-8)$$

trong đó:

$G_b$  và  $G$ : lượng môi chất trong xy lanh tại b và tại thời điểm khảo sát;

$V_b$  và  $V$ : thể tích xy lanh tại b và tại thời điểm khảo sát.

Vì phân hai vế của (6-8):

$$dG_{td} = -d\left(\frac{V}{v}\right) = \frac{Vdv - vdV}{v^2} \quad (6-9)$$

Cân bằng vế phải của (6-4) và (6-9) rút ra:

$$\begin{aligned} \mu_{td} f_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \text{ và biến đổi tiếp tục:} \\ f_{td} dt &= \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \end{aligned} \quad (6-10)$$

Tích phân hai vế (6-10) từ b đến N và chú ý đến (6-1) ta được tiết diện thời gian trong giai đoạn thải tự do:

$$A_{td} = \int_b^N f_{td} dt = \frac{30}{\pi n} \int_{\phi_b}^{\phi_N} f_{td} d\phi = \int_b^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-11)$$

Phân đoạn tích phân (6-11) thành hai tích phân với điểm trung gian là điểm giới hạn g tương ứng với lưu động trên giới hạn và dưới giới hạn:

$$A_{td} = \int_b^g \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td \max} \sqrt{\frac{p}{v}}} + \int_g^N \frac{Vdv - vdV}{v^2} \frac{1}{\mu_{td} \psi_{td} \sqrt{\frac{p}{v}}} \quad (6-12)$$

với  $\psi_{tdmax}$  và  $\psi_{td}$  được xác định theo (6-5) và (6-7).

Để tính tích phân (6-12) còn phải tìm thêm một số điều kiện. Giả thiết môi chất giãn nở đa biến trong thời kỳ thải tự do, quan hệ  $p(v)$  do đó sẽ được xác định từ phương trình:

$$p_b v_b^m = p v^m \quad (6-13)$$

với  $m$  là chỉ số giãn nở đa biến có thể chọn bằng 1.3 cho sản vật cháy.

Ngoài ra, các thông số như  $p_b$ ,  $V_b$ ,  $p_n$ ,  $p_{th}$  được lựa chọn trong 6.2.2 và thông số tính  $p_g$  theo (6-6) là các thông số cần thiết khi tính tích phân (6-12).

Tích phân (6-12) tương đối phức tạp nhưng đã được trình bày chi tiết trong [2], do hạn chế về khuôn khổ giáo trình nên không trình bày ở đây. Tóm lại, về nguyên tắc đến đây chúng ta xác định được tiết diện thời gian trong giai đoạn thải tự do  $A_{td}$ .

### 6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức

Trong giai đoạn này diễn ra đồng thời hai dòng khí vào (quét) và ra (thải) khỏi xylanh ở hai cửa khí khác nhau nên sau đây ta sẽ khảo sát riêng.

#### 6.4.3.1 Giai đoạn quét

Quá trình quét thực tế diễn ra từ  $N$  đến  $d$ , hình 6-10b. Theo kinh nghiệm, dòng khí quét chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Lượng khí quét  $dG_q$  đi vào trong xylanh trong thời gian  $dt$  thuộc giai đoạn quét xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_q = \mu_q f_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}} dt$$

trong đó:

$\mu_q$ ,  $f_q$ : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa quét. Chọn  $\mu_q$  theo kinh nghiệm, bảng 6-2;

$p_k$ ,  $v_k$ : áp suất, thể tích riêng của khí quét trên đường nạp với giả thiết  $p_k$  không đổi.

Hàm lưu lượng  $\psi_q$  được xác định theo (4-55):

$$\psi_q = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[ \left( \frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_n}{p_k} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const với } k \text{ có thể chọn bằng } 1,4.$$

Từ đó rút ra:

$$f_q dt = \frac{dG_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}}$$

Lấy tích phân hai vế của biểu thức trên trong suốt quá trình quét, ta được:

$$A_q = \int_n^a f_q dt = \frac{G_q}{\mu_q \psi_q \sqrt{\frac{p_k}{v_k}}} \quad (6-14)$$

Lượng khí quét  $G_q$  được xác định nếu chia từ số và mẫu số (6-3) cho  $v_k$ :

$$\begin{aligned} \varphi_k &= \frac{\frac{V_k}{v_k}}{\frac{V_h}{v_k}} = \frac{G_q}{V_h} v_k \\ G_q &= \frac{V_h}{v_k} \varphi_k \end{aligned} \quad (6-15)$$

với  $\varphi_k$  là hệ số dư lượng khí được chọn trước (xem 6.3.2.1c).

Mặt khác, từ phương trình trạng thái  $p_k v_k = R_k T_k$  với  $R_k$  và  $T_k$  là hằng số khí và nhiệt độ khí quét, rút ra:

$$p_k = \frac{R_k T_k}{v_k} \quad (6-16)$$

Thay (6-15) và (6-16) vào (6-14) rồi rút gọn, ta được:

$$A_q = \frac{V_h \varphi_k}{\mu_q \psi_q \sqrt{R_k T_k}} \quad (6-17)$$

#### 6.4.3.2 Giai đoạn thải cưỡng bức

Quá trình thải cưỡng bức diễn ra tiếp theo quá trình thải tự do nhưng đồng thời với quá trình quét vừa xét ở trên. Thải cưỡng bức là quá trình lưu động của sản vật cháy từ xy lanh qua cửa thải dưới tác dụng đẩy của khí quét đang đi vào xy lanh. Khi thải cưỡng bức có một phần khí quét hòa trộn với sản vật cháy rồi cùng thoát ra đường thải. Theo kinh nghiệm, trong giai đoạn thải cưỡng bức chỉ có lưu động dưới giới hạn.

Để đơn giản, ta vẫn dùng giả thiết áp suất trong xy lanh và áp suất trong đường thải không đổi lần lượt bằng  $p_n$  và  $p_{th}$ , hình 6-10b. Ngoài ra, coi gần đúng rằng nhiệt độ môi chất trong xy lanh không đổi bằng nhiệt độ trung bình  $T_n$ .

Lượng khí đi từ xy lanh qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức được xác định theo (4-54) có dạng:

$$dG_{cb} = \mu_{cb} f_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}} dt$$

trong đó:

$p_n, v_n$ : áp suất, thể tích riêng của môi chất trong xy lanh;

$\mu_{cb}$ ,  $f_{cb}$ : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức. Chọn  $\mu_{cb}$  theo kinh nghiệm, bảng 6-2.

Hàm lưu lượng  $\psi$  khi đó được xác định theo (4-55):

$$\psi_{cb} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[ \left( \frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_{th}}{p_n} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = \text{const}, k \text{ có thể chọn bằng } 1,3 \text{ cho sản vật}$$

cháy.

Từ đó rút ra:

$$f_{cb} dt = \frac{dG_{cb}}{\mu_{cb} \psi_{cb} \sqrt{\frac{p_n}{v_n}}}$$

Tương tự như trên, áp dụng phương trình trạng thái  $p_n v_n = R_n T_n$  với  $R_n$  và  $T_n$  là hằng số khí và nhiệt độ của môi chất:

$$f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} dG_{cb}$$

Tích phân hai vế biểu thức trên trong thời toàn bộ kỳ thải cưỡng bức:

$$A_{cb} = \int_N^d f_{cb} dt = \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} G_{cb} \quad (6-18)$$

Có thể xác định lượng môi chất ra khỏi xy lanh trong quá trình thải cưỡng bức  $G_{cb}$  theo lập luận sau:

Nếu bỏ qua sự khác biệt về khối lượng môi chất trong xy lanh trong các quá trình nén và giãn nở do phun nhiên liệu (động cơ diesel) hay lọt khí và bỏ qua lượng khí lọt hay nạp thêm sau giai đoạn thải cưỡng bức thì khối lượng môi chất nằm trong xy lanh ở đầu thời kỳ thải tự do và cuối thời kỳ thải cưỡng bức là hoàn toàn bằng nhau. Do đó tổng lượng môi chất ra khỏi xy lanh qua cửa thải bằng lượng khí quét vào xy lanh qua cửa nạp.

$$G_q = G_{td} + G_{cb}$$

Từ đó:

$$G_{cb} = G_q - G_{td} \quad (6-19)$$

Thay  $G_q$  (6-15) và

$$G_{td} = G_b - G_N = \frac{p_b V_b}{RT_b} - \frac{p_N V_N}{RT_N} \text{ (xem hình 6-10) vào (6-19), ta được:}$$

$$G_{cb} = \frac{V_h}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \quad (6-20)$$

Thay (6-20) vào (6-18) cuối cùng ta được:



$$A_{cb} = \left( \frac{V_h}{v_k} \varphi_k - \frac{p_b V_b}{RT_b} + \frac{p_N V_N}{RT_N} \right) \frac{\sqrt{R_n T_n}}{\mu_{cb} \psi_{cb} p_n} \quad (6-21)$$

Để tính được (6-21) cần phải xác định thêm một số thông số sau.

- Nhiệt độ môi chất trong xy lanh tại thời điểm bắt đầu quét-thải cưỡng bức  $T_N$ :  
 $T_N$  được xác định theo quá trình đa biến biểu thị bằng (6-13):

$$T_N = T_b \left( \frac{p_N}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

với  $p_b$  và  $T_b$  đã được chọn trong 6.3.2.2.

- Nhiệt độ trung bình của môi chất trong xy lanh trong giai đoạn quét-thải cưỡng bức  $T_n$  phụ thuộc vào mức độ hòa trộn giữa khí quét và sản vật cháy, tức là phụ thuộc vào loại hệ thống quét thải. Có nhiều công thức kinh nghiệm để tính  $T_n$ , ví dụ như công thức của Giáo sư Ôclin dùng cho cả hai loại quét thẳng và quét vòng:

$$T_n = \frac{T_N - T_a}{\ln \frac{T_N}{T_a}}$$

với  $T_a$  là nhiệt độ môi chất trong xy lanh cuối quá trình nạp, xem 4.1.2.4.

#### 6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải

Sau khi tính được tiết diện thời gian lý thuyết cần thiết  $A_{td}$  theo (6-12),  $A_q$  theo (6-17) và  $A_{cb}$  theo (6-21), ta có thể tính được tốc độ trung bình lý thuyết  $w$  của môi chất qua các cửa nạp, thải dựa trên cơ sở trạng thái môi chất qui về điều kiện đường nạp ( $p_k$ ,  $T_k$ ,  $v_k$ ) như sau:

- Tốc độ trung bình của sản vật cháy qua cửa thải trong giai đoạn thải tự do:

$$w_{td} = \frac{G_{td} v_k}{A_{td}}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa thải trong giai đoạn thải cưỡng bức:

$$w_{cb} = \frac{\varphi_k V_h - G_{td} v_k}{A_t}$$

- Tốc độ trung bình của môi chất qua cửa quét trong giai đoạn quét khí:

$$w_q = \frac{\varphi_k V_{lt}}{A_q}$$

trong đó:

$A_{td}$ : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải tự do;

$A_{cb}$ : tiết diện thời gian của cửa thải trong thời kỳ thải cưỡng bức;

$A_q$ : tiết diện thời gian của cửa nạp trong thời kỳ quét;

$G_{td}$ : khối lượng khí thải đi từ xy lanh ra đường thải trong thời kỳ thải tự do.

Trong bảng 6-3 nêu các giá trị tốc độ trung bình lý thuyết theo kinh nghiệm. Trình tự tính toán các quá trình quét thải cho một động cơ hai kỳ cụ thể được trình bày chi tiết trong [1, 2].

Tính toán các quá trình thay đổi môi chất trong động cơ hai kỳ ở chế độ toàn tải như trình bày ở trên giúp ta đánh giá sơ bộ mức độ chính xác của sự lựa chọn kích thước tiết diện lưu thông và góc phôi khí trong hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ khi thiết kế và nếu cần có thể thay đổi lại cho hợp lý.

**Bảng 6-3.** Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp thải (m/s)[2]

Các thời kỳ		Loại động cơ	
		Thấp tốc	Cao tốc
Thải tự do		200 ÷ 500	400 ÷ 1000
Thải cưỡng bức	Dùng piston đối đỉnh	50 ÷ 150	100 ÷ 200
	Dùng xupáp	50 ÷ 100	75 ÷ 150
Quét khí	Cửa quét một hàng	120 ÷ 140	150 ÷ 250
	Cửa quét hai hàng, có van một chiều	60 ÷ 130	120 ÷ 200

Các tính toán trình bày trong 6.4 dựa trên các giả thiết đơn giản hóa rất nhiều nên kết quả chỉ mang tính chất gần đúng. Tuy nhiên, nếu biết dựa vào những số liệu thực nghiệm của động cơ có kết cấu tương tự thì có thể tránh được những sai sót trong quá trình thiết kế và do đó giảm được thời gian cũng như chi phí chế tạo thử.

Với sự phát triển của kỹ thuật tính toán hiện đại, phương pháp mô phỏng CFD ngày càng được sử dụng rất hiệu quả để tính toán quá trình trao đổi môi chất trong động cơ hai kỳ cho kết quả với độ chính xác cao, xem 4.6.3.

## CHƯƠNG VII

### HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ

Hình thành hòa khí là quá trình tạo ra hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí có thành phần thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ. Hỗn hợp đó gọi là hòa khí. Hình thành hòa khí có ảnh hưởng quyết định đến quá trình cháy, qua đó đến tính kinh tế, tính hiệu quả, độ êm dịu và chất lượng khí thải của động cơ.

Hình thành hòa khí bao gồm các quá trình lý hoá phức tạp, đan xen hoặc kế tiếp nhau. Đối với động cơ dùng nhiên liệu lỏng, đó là các quá trình xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu với không khí.

Những yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng hình thành hòa khí như tính chất của nhiên liệu, các thông số trạng thái (nhiệt độ, áp suất...) của không khí nơi hình thành hòa khí, vận tốc tương đối giữa các phần tử nhiên liệu và không khí, kết cấu của bộ phận tạo thành hòa khí...

Có thể phân loại hình thành hòa khí theo các tiêu chí sau.

*Theo loại nhiên liệu:* hình thành hòa khí trong động cơ xăng và hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

*Theo vị trí hình thành hòa khí:* hình thành hòa khí bên trong (xylanh) và hình thành hòa khí bên ngoài.

*Theo tính chất của hòa khí:* hình thành hòa khí đồng nhất và hình thành hòa khí không đồng nhất.

Dưới đây, đề thống nhất trong toàn bộ giáo trình, ta sẽ khảo sát hình thành hòa khí phân theo loại nhiên liệu.

#### 7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng

Trước khi đi khảo sát các phương pháp tạo thành hòa khí cụ thể, ta tìm hiểu cơ sở vật lý của quá trình tạo thành hòa khí nói chung.

##### 7.1.1 Cơ sở vật lý

Cơ chế hình thành hòa khí chung trong động cơ xăng như sau: xăng dễ bay hơi được *hút* hay *phun* vào động cơ, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí.

Có thể coi quá trình tạo hòa khí gồm ba quá trình cơ bản là xé nhỏ, bay hơi xăng và hoà trộn với không khí xảy ra đồng thời hoặc đan xen và có tác dụng tương hỗ với nhau, trong đó quá trình bay hơi diễn ra trong suốt thời gian tạo thành hòa khí. Sau đây ta sẽ xét cụ thể.

##### 7.1.1.1 Xé nhỏ nhiên liệu

Xăng phun ra từ vòi phun tạo thành tia có hình côn sẽ được xé nhỏ chủ yếu do chênh lệch vận tốc với không khí. Độ chênh lệch vận tốc càng lớn thì xăng càng được xé

nhỏ, với độ chênh lệch 6m/s thì xăng bắt đầu bị xé và được xé tới hoàn toàn ở 30m/s. Nếu xăng không được xé tới mà còn nhiều hạt lớn trong tia thì dễ đọng bám lên thành ống nạp tạo thành màng. Độ xé tới xăng được đánh giá thông qua giá trị trung bình của các hạt và tỷ lệ nghịch với giá trị này. Độ xé tới phụ thuộc kết cấu vòi phun, chênh lệch áp suất khi phun, nhiệt độ không khí tại vòi phun, tính chất vật lý của xăng... Khi xăng được hòa trộn sơ bộ với không khí, ví dụ như ở hệ thống chính có giclơ không khí hay hệ thống không tải (xem giáo trình Động cơ đốt trong) thì độ xé tới tăng. Ngược lại, sức căng mặt ngoài của xăng lớn thì độ xé tới giảm.

### **7.1.1.2 Bay hơi nhiên liệu**

Quá trình bay hơi xăng xảy ra ngay sau khi xăng ra khỏi vòi phun nhưng tại đây lượng xăng bay hơi ít. Phần lớn xăng ở dạng hạt cuốn theo dòng không khí rồi tiếp tục bay hơi trên đường vào xy lanh và ở bên trong xy lanh. Những hạt xăng có kích thước lớn có thể tạo thành màng xăng trên đường nạp, màng xăng cũng bị dòng khí cuốn theo nhưng với tốc độ chậm hơn nhiều.

Xăng từ màng cũng bay hơi nhưng với tốc độ nhỏ hơn vì diện tích bề mặt bay hơi nhỏ. Xăng tạo màng trên đường nạp làm cho cung cấp nhiên liệu cho động cơ so với thiết kế bị sai lệch. Đây là một trong những nguyên nhân làm cho thành phần hòa khí cung cấp đến các xy lanh không đều nhau, đặc biệt khi động cơ làm việc ở chế độ không ổn định vì khi đó màng xăng cũng thay đổi.

Đối với động cơ tạo thành hỗn hợp bên ngoài (xem 7.1.2.2 và 7.1.2.3a) thì trước khi vào đến xy lanh xăng đã bay hơi tới 60 ÷ 80%. Phần còn lại sẽ tiếp tục bay hơi trong xy lanh.

Tốc độ bay hơi là một thông số được đánh giá bằng lượng chất lỏng bay hơi vào hòa khí trong một đơn vị thời gian xác định theo công thức sau:

$$\frac{dG}{dt} = k \frac{p_b - p_{nl}}{p_h} A$$

trong đó:

$p_b$ : áp suất hơi bão hòa của chất lỏng ở điều kiện nhiệt độ đã cho;

$p_{nl}$ : áp suất riêng phần của hơi nhiên liệu trong hòa khí;

$p_h$ : áp suất của hòa khí;

A: diện tích bề mặt bay hơi;

k: hệ số tỷ lệ.

Công thức này cho thấy tốc độ bay hơi phụ thuộc vào trạng thái trên bề mặt chất lỏng (áp suất, nhiệt độ, tốc độ chuyển động), độ xé tới và tính chất nhiên liệu. Cụ thể, khi đóng nhỏ bướm ga làm cho áp suất sau bướm ga giảm ( $p_h$  giảm) làm tăng tốc độ bay hơi tại đây; tăng tốc độ chuyển động của dòng khí làm nhiên liệu bay hơi nhanh hơn; hòa khí đã có nhiều nhiên liệu (đậm) thì  $p_{nl}$  lớn nên tốc độ bay hơi vào hòa khí giảm; tăng nhiệt độ (ví dụ sấy nóng đường nạp) làm tăng áp suất hơi bão hòa  $p_b$  dẫn đến tăng tốc độ bay hơi; nhiên liệu có nhiều thành phần nhẹ, dễ bay hơi nên tốc độ bay hơi lớn...

Trong một số động cơ xăng dùng biện pháp *sấy nóng đường nạp* để tăng tốc độ bay hơi và giảm hiện tượng đọng thành màng xăng. Sau đây ta sẽ tính toán xem nhiệt độ sấy nóng tối thiểu là bao nhiêu để xăng bay hơi hoàn toàn.

Khi khởi động lạnh, đường nạp chưa được sấy nóng, xăng bay hơi sẽ làm giảm nhiệt độ tại đây. Giả sử lượng giảm nhiệt độ do bay hơi  $\Delta t_{bh}$  của nhiên liệu và không khí là như nhau, bỏ qua trao đổi nhiệt với môi trường, phương trình cân bằng nhiệt khi bay hơi hoàn toàn nhiên liệu trong hòa khí có hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  có dạng:

$$\Delta t_{bh}(\lambda L_0 C_{kk} + C_{nl}) = r_{nl} \quad (7-1)$$

trong đó:

$L_0$ : lượng không khí lý thuyết để đốt cháy 1kg nhiên liệu (xem chương 3);

$C_{kk}$  và  $C_{nl}$ : tỷ nhiệt của không khí và tỷ nhiệt của nhiên liệu;

$r$ : nhiệt hóa hơi của nhiên liệu.

Từ (7-1) rút ra:

$$\Delta t_{bh} = \frac{r_{nl}}{\lambda L_0 C_{kk} + C_{nl}}$$

Khi giảm nhiệt độ, áp suất hơi bão hòa  $p_h$  giảm. Nếu  $p_b \leq p_{nl}$  thì nhiên liệu không thể bay hơi tiếp tục. Từ đó ta có thể xác định được nhiệt độ thấp nhất của không khí trước khi nhiên liệu bay hơi để bảo đảm cho nhiên liệu bay hơi hoàn toàn.

Theo định luật Dantông:

$$p_{nl} + p_{kk} = p_h \quad (7-2)$$

với  $p_{kk}$  là áp suất riêng phần của không khí trong hòa khí:

$$p_{kk} V = G_{kk} R_{kk} T_k$$

Tương tự đối với nhiên liệu:

$$p_{nl} V = G_{nl} R_{nl} T_k$$

với  $T_k$  là nhiệt độ của hòa khí.

Từ đó:

$$\frac{p_{kk}}{p_{nl}} = \frac{G_{kk}}{G_{nl}} \cdot \frac{R_{kk}}{R_{nl}}$$

Thay  $\frac{G_{kk}}{G_{nl}} = \lambda L_0$  và  $\frac{R_{kk}}{R_{nl}} = \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$  ta được:

$$\frac{p_{kk}}{p_{nl}} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}}$$

$$p_{kk} = \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kk}} p_{nl} \quad (7-3)$$

Từ (7-2) và (7-3) tìm được:

$$p_{nl} = \frac{p_h}{1 + \lambda L_0 \frac{\mu_{nl}}{\mu_{kh}}}$$

Từ giá trị  $p_{nl}$  tìm được, tra đồ thị hay bảng áp suất hơi bão hòa phụ thuộc nhiệt độ để tìm được nhiệt độ  $t_1$  tương ứng. Nhiệt độ hòa khí khi bay hơi hết nhiên liệu tối thiểu là  $t_1$  và trước khi bay hơi tối thiểu là  $t_1 + \Delta t_{bh}$ . Nếu coi nhiệt độ của hòa khí khi chưa sấy nóng gần đúng là  $t_0$  thì nhiệt độ sấy nóng môi chất cần thiết trong đường nạp sẽ là  $\Delta t_{sn} = t_1 + \Delta t_{bh} - t_0$ . Cần lưu ý không nên sấy nóng quá cần thiết vì khi đó chỉ làm giảm mật độ của khí nạp mới.

### 7.1.1.3 Hòa trộn nhiên liệu với không khí

Quá trình hòa trộn nhiên liệu với không khí cũng xảy ra ngay sau khi nhiên liệu ra khỏi vòi phun do khuếch tán của hơi nhiên liệu và chuyển động của không khí. Hạt nhiên liệu càng nhỏ có tính năng động càng cao và khả năng khuếch tán càng lớn. Do đó, nếu nhiên liệu càng được xé nhỏ, càng bay hơi tốt thì quá trình hòa trộn càng tốt. Mặt khác, tốc độ dòng khí tăng cũng làm cho quá trình hòa trộn diễn ra nhanh chóng và thuận lợi hơn.

Chất lượng quá trình tạo hòa khí được đánh giá bằng mức độ đáp ứng yêu cầu về phân bố hòa khí trong thể tích xylanh tùy thuộc vào phương pháp tạo thành hòa khí (ví dụ như cần đồng nhất hay không đồng nhất - phân lớp) và độ đồng đều về lượng cũng như về chất của hòa khí giữa các xylanh.

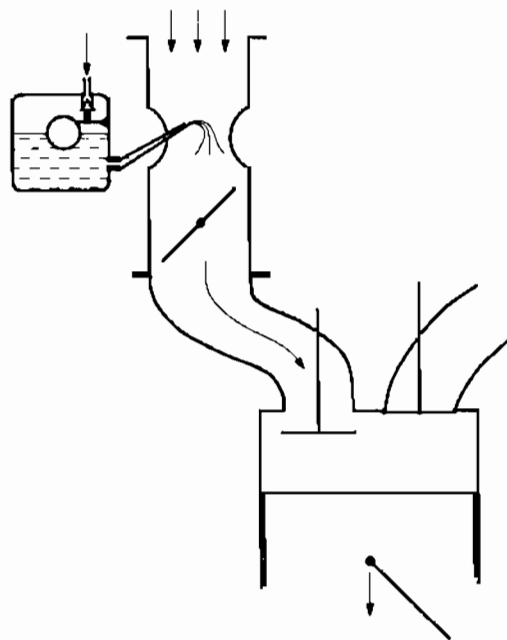
Cần chú ý rằng, cơ sở vật lý của quá trình tạo hòa khí trình bày ở trên cũng có thể được dùng để nghiên cứu sự hình thành hòa khí trong động cơ diesel.

## 7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng

### 7.1.2.1 Khái quát

Tạo thành hòa khí trong động cơ xăng phải thỏa mãn các yêu cầu sau:

- Cung cấp hòa khí với thành phần  $\lambda$  thích hợp với từng chế độ làm việc của động cơ.
- Phần lớn nhiên liệu trong hòa khí ở dạng hơi, phần còn lại được xé tơi ở dạng hạt có kích thước rất nhỏ.
- Hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  phải đồng đều giữa các xylanh.



**Hình 7-1.** Tạo thành hòa khí trong bộ chế hòa khí

Những nhân tố ảnh hưởng tới tạo thành hòa khí gồm:

- Thời gian hỗn hợp càng dài thì chất lượng tạo hòa khí càng cao. Như vậy, tốc độ động cơ quá cao có ảnh hưởng xấu đến tạo thành hòa khí.

- Nhiệt độ môi trường và nhiệt độ động cơ càng cao thì tốc độ bay hơi càng cao, hòa trộn càng tốt nhưng làm giảm mật độ khí nạp mới dẫn đến giảm công suất động cơ.

- Thành phần và tính chất nhiên liệu ảnh hưởng đến tốc độ bay hơi, khả năng xé toí và hòa trộn. Nói chung, nhiên liệu nhiều thành phần chung cất nhẹ, dễ bay hơi sẽ tạo thành hòa khí dễ dàng hơn.

- Kết cấu các bộ phận như đường nạp, hệ thống nhiên liệu (bộ chế hòa khí, loại phun xăng...) có ảnh hưởng rất lớn đến chất lượng tạo thành hòa khí.

Có thể phân loại tạo thành hòa khí trong động cơ xăng thành hai loại là tạo thành hòa khí dùng bộ chế hòa khí và tạo thành hòa khí dùng phun xăng.

### 7.1.2.2 Tạo thành hòa khí dùng bộ chế hoà khí

Trên hình 7-1 thể hiện rõ sơ đồ hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí. Trong quá trình nạp, không khí được hút vào động cơ phải lưu động qua họng khuếch tán có tiết diện bị thu hẹp. Tại đây, do tác dụng của độ chân không  $\Delta p_H$ , xăng được hút ra từ buồng phao qua giclơ nhiên liệu. Giclơ định lượng chính xác lưu lượng xăng hút ra phù hợp với lưu lượng không khí để tạo thành hòa khí có hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  đúng như thiết kế. Sau khi ra họng khuếch tán, nhiên liệu được dòng không khí xé toí với độ chênh lệch vận tốc có thể đạt tới 20-40 m/s. Đồng thời, nhiên liệu bay hơi và hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí. Quá trình này còn tiếp tục diễn ra trên đường nạp và trong xylanh ở các thời kỳ nạp và nén. Do xăng nhẹ và rất dễ bay hơi, được hút ra họng khuếch tán là nơi có áp suất chân không, được xé nhỏ bởi dòng không khí và khi vào trong xylanh được sấy nóng bởi các chi tiết và khí sót nên gần cuối quá trình nén hòa khí có thể coi là *đồng nhất*.

Để tăng chất lượng tạo thành hòa khí, người ta thiết kế và đưa vào sử dụng bộ chế hoà khí có trang bị điện tử (xem giáo trình Động cơ đốt trong).

### 7.1.2.3 Hình thành hòa khí dùng phun xăng

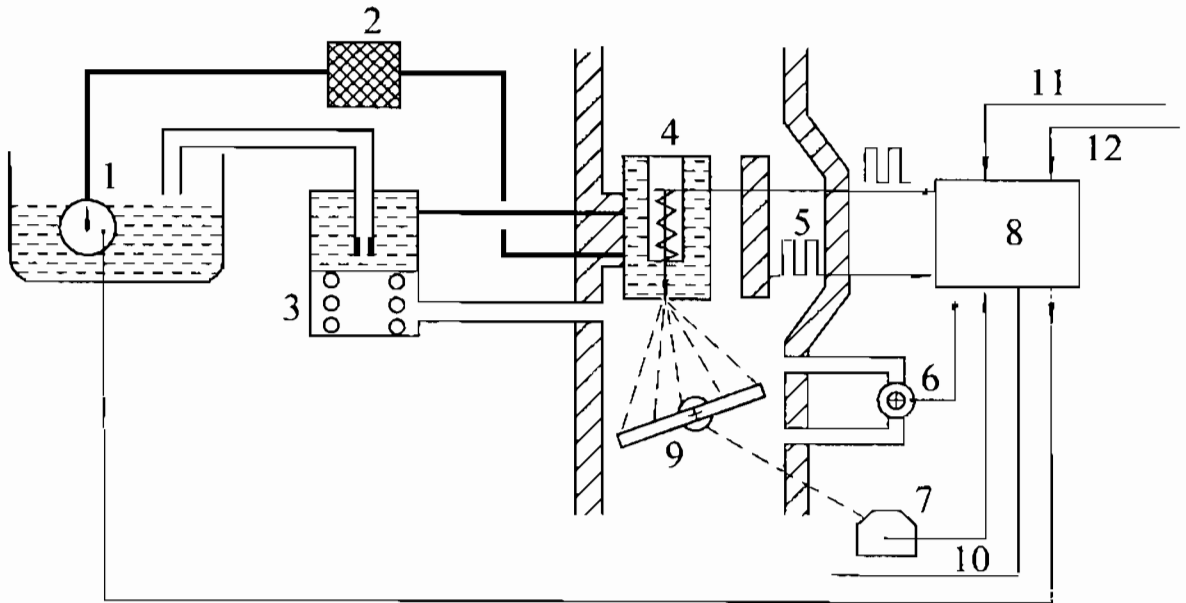
Trong hệ thống nhiên liệu phun xăng, xăng được *phun* vào động cơ với áp suất cao (khoảng 3-4 bar đối với phun xăng vào đường ống nạp và 40 bar đối với phun xăng trực tiếp) thay vì *hút* qua bộ chế hoà khí. Do được phun ra với áp suất cao và định lượng chính xác bằng điện tử nên xăng được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn rất tốt với không khí tạo thành hòa khí. Có thể phân loại hòa khí dùng phun xăng thành hai loại là phun gián tiếp (vào đường nạp) và phun trực tiếp vào trong xylanh.

#### a. Phun gián tiếp

Hệ thống phun xăng *gián tiếp* vào đường ống nạp (hòa khí bên ngoài) được sử dụng rất rộng rãi hiện nay chia thành phun xăng *đơn điểm* và *đa điểm*.

##### • Phun đơn điểm

Trong phương án phun đơn điểm (Single Point), hình 7-2, xăng được phun vào ống nạp chung để cung cấp hòa khí cho các xylanh. Toàn bộ động cơ chỉ có một vòi phun ở



**Hình 7-2. Hệ thống phun xăng đơn điểm**

1: bơm; 2: lọc; 3: bộ ổn áp; 4: vòi phun điện tử; 5: nhiệt điện trở đo lưu lượng không khí; 6: van bổ sung không khí (by pass); 7: cảm biến góc mở bướm ga; 8: bộ điều khiển điện tử; 9: bướm ga; 10: tín hiệu tốc độ vòng quay động cơ; 11: tín hiệu nhiệt độ động cơ; 12: cảm biến thành phần hỗn hợp  $\lambda$ .

đường ống nạp chung cho tất cả các xylanh. Về mặt nguyên tắc có thể sử dụng các phương pháp phun liên tục hay phun gián đoạn. Vòi phun được bố trí ngay trên bướm tiết lưu, tại đây vận tốc dòng không khí lớn nhất tạo điều kiện tốt cho quá trình xé toí xăng và hoà trộn với không khí. Bộ điều khiển điện tử ECU nhận tín hiệu từ các cảm biến khác nhau trên động cơ, trong đó thông số điều khiển chính là lưu lượng không khí nạp. Nói chung, về mặt giá thành và về mức độ hoàn thiện các chức năng, hệ thống phun đơn điểm là trạng thái trung gian giữa hệ thống dùng bộ chế hoà khí và hệ thống phun đa điểm sẽ xét dưới đây.

### • Phun đa điểm

Trong hệ thống phun đa điểm (Multi - Point), hình 7-3, mỗi xylanh có một vòi phun bố trí ngay trước xupáp nạp. Hệ thống phun đa điểm so với hệ thống phun đơn điểm có ưu điểm là xăng được phun vào xupáp là nơi có nhiệt độ cao nên điều kiện bay hơi tốt hơn và tránh được hiện tượng đọng bám xăng trên thành ống nạp.

### b. Phun trực tiếp

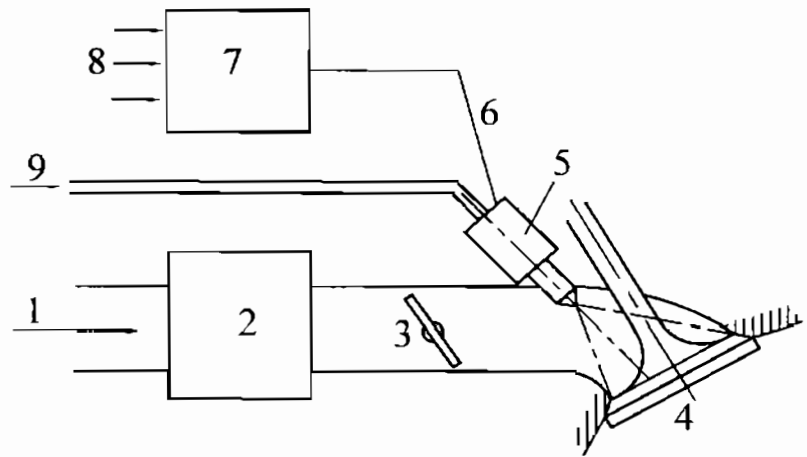
Động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection GDI Engine) có quá trình *hòa khí bên trong* xylanh.

Thay vì phun vào đường nạp, xăng được phun trực tiếp vào xylanh với áp suất khá cao (40 bar) nên rất toí, được sấy nóng bởi các chi tiết trong buồng cháy và khí sót nên nhanh chóng bay hơi và hoà trộn tạo thành hòa khí.



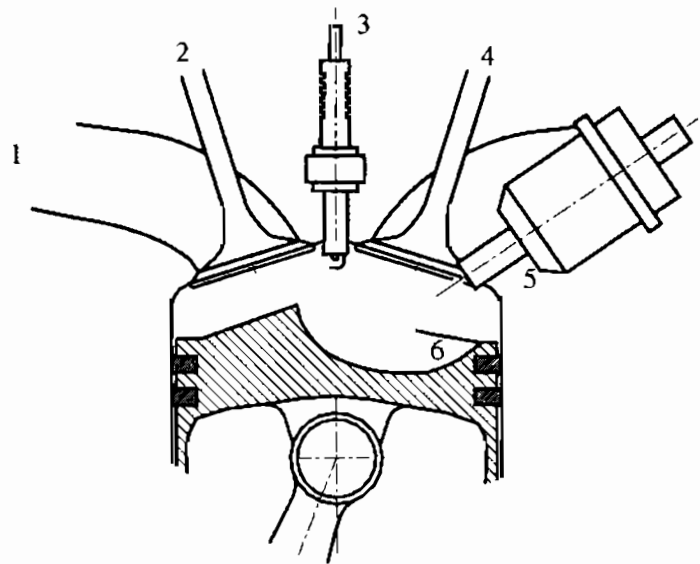
Để đốt được hòa khí nghèo (lean-burn) nhằm mục đích giảm tiêu thụ nhiên liệu và giảm độc hại trong khí thải (xem chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường) người ta sử dụng phương pháp hình thành hòa khí phân lớp (Stratified Mixture Formation). Bản chất của phương pháp này là tổ chức hình thành hòa khí sao cho tạo ra sự phân bố không đồng nhất (phân lớp) của hòa khí, bugi đánh lửa được bố trí tại vị trí sao cho khi bật tia lửa điện thì hòa khí thì tại đây có  $\lambda \approx 0,85 \div 0,90$  để bén lửa tốt nhất, phần hòa khí này sau khi bốc cháy sẽ làm môi để đốt phần hòa khí còn lại có  $\lambda$  lớn hơn (hòa khí nhậm).

Hình 7-4 mô tả động cơ phun xăng trực tiếp Mitsubishi áp dụng phương pháp hình thành hòa khí phân lớp ở chế độ không tải đến 50% tải. Khi đó xăng được phun vào cuối kỳ nén. do ảnh hưởng của hình dạng buồng cháy trên đỉnh piston tạo thành đám mây hòa khí không đồng nhất bốc lên tới bugi, tại đây hòa khí đạt giá trị dễ dàng bén lửa. Để điều chỉnh tải ở chế độ này, người ta chỉ thay đổi lượng nhiên liệu phun vào buồng cháy còn lượng không khí nạp giữ không đổi (giống như điều chỉnh tải ở động cơ diesel). Còn khi động cơ làm việc từ 50% tải đến toàn tải, xăng được phun vào đầu quá trình nạp. Khi đó, xăng bay hơi và hòa trộn với không khí trong xylanh tạo thành hòa khí trong suốt quá trình nạp và nén nên có



**Hình 7-3.** Sơ đồ hệ thống phun xăng đa điểm

1: không khí nạp; 2: thiết bị đo lưu lượng không khí;  
3: bướm hỗn hợp; 4: xupáp nạp; 5: vòi phun; 6: tín hiệu điều khiển phun; 7: bộ điều khiển phun xăng; 8: các tín hiệu cảm biến vào bộ xử lý; 9: xăng từ bơm chuyển.



**Hình 7-4.** Động cơ phun xăng trực tiếp của hãng Mitsubishi

1: đường nạp; 2: xupáp nạp; 3: bugi;  
4: xupáp thải; 5: vòi phun xăng; 6: piston

thể coi hòa khí là đồng nhất. Để điều chỉnh tải trọng ở chế độ này, người ta sử dụng van tiết lưu (bướm ga) để điều chỉnh lượng hỗn hợp giống như ở động cơ phun xăng gián tiếp vào đường nạp.

Phun xăng trực tiếp vào xylanh có ưu điểm như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  của các xylanh rất đồng đều, hệ số nạp lớn... Ngoài ra, xăng bay hơi trong xylanh nên thu nhiệt làm giảm nhiệt độ của môi chất công tác, do đó có thể chọn tỷ số nén lớn hơn so với động cơ dùng bộ chế hoà khí mà không bị kích nổ. Động cơ phun xăng trực tiếp đạt được những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật rất khả quan như suất tiêu hao nhiên liệu cũng như các thành phần độc hại chủ yếu trong khí thải thấp nên rất có triển vọng phát triển. Tuy nhiên, do nhiệt độ cực đại khi cháy trong động cơ xăng khá cao và hàm lượng oxy lớn ( $\lambda$  lớn vì đốt hỗn hợp nghèo) khi hình thành hòa khí kiểu phân lớp nên nhiều  $\text{NO}_x$  trong khí thải. Để đạt các tiêu chuẩn khí thải hiện hành trên thế giới phải dùng công nghệ xử lý  $\text{NO}_x$  kiểu hấp thụ (xem Giáo trình chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường). Ngoài ra, hệ thống nhiên liệu cần tạo ra áp suất khá cao (40 bar) nên chế tạo khó khăn. Tất cả những điều đó dẫn tới giá thành của động cơ phun xăng trực tiếp cao hơn so với động cơ phun xăng gián tiếp. Cho tới 5-2008 chưa nhà sản xuất, lắp ráp ô tô nào ở Việt Nam đưa ra thị trường ô tô trang bị động cơ phun xăng trực tiếp.

#### 7.1.2.4 So sánh hệ thống phun xăng và hệ thống dùng bộ chế hoà khí

Hệ thống nhiên liệu dùng *bộ chế hoà khí* (kiểu cơ khí thông thường) có *ưu điểm* là đơn giản, giá thành thấp, làm việc chắc chắn, sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa dễ dàng.

Tuy nhiên, bộ chế hoà khí (thông thường) có những *nhược điểm* cơ bản sau:

- Khó có thể điều chỉnh chính xác hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  đạt các giá trị tối ưu. Hơn nữa, mức độ chính xác của  $\lambda$  càng giảm theo thời gian vì gic lơ và các khâu khớp của bộ chế hoà khí mòn và biến dạng.

- $\lambda$  giữa các xylanh (ở động cơ nhiều xylanh) chênh lệch đáng kể dẫn tới công suất khác nhau, mất cân bằng về lực và mômen so với thiết kế làm cho động cơ bị rung giật...

- Một nhược điểm cơ bản nữa của bộ chế hoà khí là có hòng khuếch tán và điều chỉnh tải ở mọi chế độ bằng điều chỉnh lượng với van tiết lưu đường nạp nên tổn thất khí động lớn làm giảm hệ số nạp, hạn chế khả năng tăng công suất động cơ.

Trái lại, *hệ thống nhiên liệu phun xăng* có các *ưu điểm* nổi bật sau.

- Hệ số nạp cao hơn vì không có chỗ thất như hòng khuếch tán để giảm áp suất như ở bộ chế hoà khí và không phải sấy nóng đường ống nạp.

- Trong hệ thống phun đa điểm, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giữa các xylanh đồng đều hơn. Đồng thời, phần lớn lượng xăng phun ra bay hơi trong xylanh có tác dụng giảm nhiệt độ môi chất, do đó khi thiết kế có thể tăng tỷ số nén.

- Hai ưu điểm chủ yếu trên dẫn tới tăng tính hiệu quả ( $p_c$  lớn) và tính kinh tế ( $g_c$  nhỏ) của động cơ. Ngoài ra, tính kinh tế cao còn do những nguyên nhân khác như: xăng không đọng bám trên đường nạp khi động cơ khởi động và cắt cung cấp nhiên liệu khi động cơ bị kéo.

- Không cần hệ thống tăng tốc riêng rẽ do bộ điều khiển phản ứng tức thời để tăng lượng nhiên liệu phun phù hợp với lượng không khí nạp.
- Động cơ có tính thích ứng cao trong các điều kiện sử dụng khác nhau dù là tĩnh tại như ở trạm phát điện hay di động như trên ô tô, xuồng máy, máy bay...
- Hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  được điều chỉnh chính xác nên có thể giảm được thành phần độc hại trong khí thải, giảm ô nhiễm môi trường (xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường).

Chính vì những nhược điểm nêu trên mà hệ thống nhiên liệu dùng bộ chế hoà khí ngày càng ít được sử dụng và được thay thế bằng hệ thống phun xăng. Hiện nay, động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí được sử dụng chủ yếu ở xe máy, xuồng máy, máy cưa, máy cắt cỏ, máy phát điện gia dụng... Còn động cơ phun xăng ngày càng được dùng phổ biến thay cho động cơ dùng bộ chế hoà khí. Hiện nay, hầu hết xe hơi du lịch của các hãng ô tô nổi tiếng trên thế giới đều lắp động cơ phun xăng.

## 7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel

Như đã nói ở trên, những vấn đề trình bày ở 7.1.1 cũng có thể dùng làm cơ sở vật lý chung để khảo sát hình thành hòa khí trong động cơ diesel. Tuy nhiên, hình thành hòa khí trong động cơ diesel có đặc thù riêng với vai trò quyết định của việc phun nhiên liệu vào xy lanh cuối quá trình nén. Dưới đây ta sẽ nghiên cứu vấn đề này chi tiết hơn.

### 7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel

#### 7.2.1.1 Phương pháp nghiên cứu

Nghiên cứu phun nhiên liệu trong động cơ diesel là công việc hết sức quan trọng khi thiết kế, phát triển động cơ. Có thể tiến hành nghiên cứu bằng tính toán lý thuyết hay bằng thực nghiệm.

Tính toán lý thuyết quá trình phun nhiên liệu rất phức tạp, hiện nay đã có những phần mềm mô phỏng cao cấp (ví dụ phần mềm HYDISM của hãng AVL (Áo) hoặc các phần mềm CFD khác) dùng cho bài toán này. Tuy nhiên việc áp dụng cũng rất phức tạp do khó xác định chính xác các thông số điều kiện biên cho mô hình.

Phương pháp nghiên cứu bằng thực nghiệm được dùng phổ biến cho đến nay là phun nhiên liệu trong buồng kín điều chỉnh được áp suất môi trường phun. Dùng thiết bị chụp ảnh nhanh để nghiên cứu sự phát triển của tia phun. Để nghiên cứu sự phân bố hạt nhiên liệu để đánh giá chất lượng phun, người ta có thể dùng một tấm phẳng đặt vuông góc với tia phun ở những khoảng cách khác nhau. Tấm phẳng có khả năng đặc biệt là giữ lại được dấu vết của các hạt nhiên liệu phun lên để từ đó có thể đếm số hạt cũng như đo được đường kính hạt để xây dựng đặc tính phun.

Hiện nay, người ta thường dùng phối hợp nghiên cứu thực nghiệm và tính toán mô phỏng để nghiên cứu và phát triển hệ thống phun nhiên liệu trong động cơ.

### 7.2.1.2 Chất lượng phun và các nhân tố ảnh hưởng

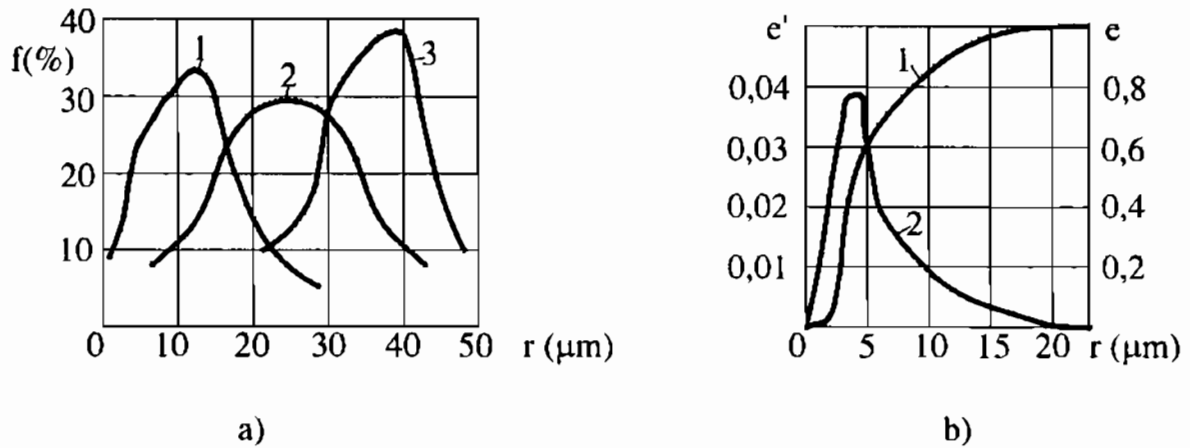
Chất lượng phun biểu thị bằng độ phun nhỏ (còn gọi là độ phun tơi) và độ phun đều.

*Độ phun nhỏ* được đánh giá bằng đường kính trung bình của hạt  $r_{tb}$ . Giả thiết các hạt đều có dạng cầu. Khi xác định đường kính trung bình của hạt cần bảo đảm điều kiện thời gian bay hơi của hạt trung bình giả định và của toàn bộ các hạt trong tia là như nhau mà thời gian này lại phụ thuộc tỷ số giữa diện tích xung quanh và thể tích hạt nhiên liệu. Như vậy điều kiện nói trên được thể hiện qua biểu thức:

$$r_{tb} = 3 \frac{V_{tb}}{F_{tb}} = 3 \frac{\sum_{i=1}^n V_i}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (7-4)$$

trong đó:

$V_{tb}$ ,  $F_{tb}$ : thể tích và diện tích của hạt trung bình, lần lượt bằng  $\frac{3}{4}\pi r_{tb}^3$  và  $4\pi r_{tb}^2$ ;



Hình 7-5. Các đường đặc tính phun nhiên liệu

$\sum_{i=1}^n V_i$  và  $\sum_{i=1}^n F_i$ : tổng thể tích và tổng diện tích mặt ngoài của tất cả các hạt.

*Độ phun đều* là đại lượng đặc trưng cho mức độ đồng đều về kích thước hạt. Đối với phương pháp hòa khí hỗn hợp thể tích yêu cầu độ phun nhỏ và độ phun đều cùng phải cao.

Trên hình 7-5a, trục hoành biểu thị bán kính hạt  $r$ , trục tung biểu thị giá trị hàm  $f$  là tỷ lệ (%) số hạt có bán kính  $r$  trên tổng số tất cả các hạt. Đường 1 thể hiện vừa nhỏ vừa đều, đường 2: không nhỏ và không đều; đường 3: không nhỏ nhưng đều. Như vậy hai

nhánh của đặc tính càng dốc hoặc hiệu số giữa  $r_{\max}$  và  $r_{\min}$  càng nhỏ thì độ phun đều càng tốt; đỉnh đặc tính càng gần trục tung thì độ phun nhỏ càng cao.

Đặc tính phun cũng có thể biểu thị thông qua đường đặc tính tổng tương đối thể hiện tỷ số tương đối  $e = \frac{i}{i_1}$  với  $i$  là tổng số hạt có bán kính từ 0 đến  $r$  và  $i_1$  là tổng số tất cả các hạt (đường 1 hình 7-5b) và đường đặc tính tần suất tương đối biểu thị đạo hàm  $e' = \frac{de}{dr}$  (đường 2 hình 7-5b).

Dựa trên các đường  $e' = f(r)$  có thể tìm được bán kính trung bình của hạt như sau.

Số hạt có bán kính từ  $r$  đến  $r + dr$  là:

$$de = e' dr$$

Tổng thể tích hạt có bán kính từ 0 đến  $r_{\max}$  là:

$$\sum_1^n V_i = \int_0^{r_{\max}} \frac{4}{3} \pi e' r^3 dr = \frac{4}{3} \pi \int_0^{r_{\max}} e' r^3 dr$$

Tổng diện tích hạt có bán kính từ 0 đến  $r_{\max}$  là:

$$\sum_1^n F_i = \int_0^{r_{\max}} 4\pi e' r^2 dr = 4\pi \int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr$$

Thay vào (7-4), ta được:

$$r_{lb} = \frac{\int_0^{r_{\max}} e' r^3 dr}{\int_0^{r_{\max}} e' r^2 dr}$$

Chất lượng phun chịu ảnh hưởng của nhiều *nhân tố ảnh hưởng* như áp suất phun, tính chất vật lý của môi trường phun và của nhiên liệu, kết cấu và kích thước lỗ phun...

Khi áp suất phun càng lớn thì tốc độ lưu động của nhiên liệu qua lỗ phun càng lớn, nhiên liệu càng được xé nhỏ và đều, chất lượng phun càng tốt. Trong hệ thống nhiên liệu common rail, áp suất phun có thể tới 2000 bar nên hạt rất nhỏ và đều.

Tăng mật độ không khí làm tăng sức cản nên nhiên liệu bị xé nhỏ và đều hơn. Tuy nhiên, áp suất trong buồng cháy động cơ diesel cuối kỳ nén chỉ thay đổi trong phạm vi 30 ÷ 50 bar nên ít ảnh hưởng tới chất lượng phun.

Sức căng mặt ngoài, độ nhớt của nhiên liệu càng lớn làm cho lực cản khi xé nhỏ tăng nên độ phun nhỏ và độ phun đều càng giảm.

Đường kính lỗ phun càng nhỏ, mép lỗ phun sắc cạnh thì hạt càng nhỏ và đều.

Khi tăng tốc độ động cơ, tốc độ nhiên liệu qua lỗ phun tăng làm tăng độ phun nhỏ và đều. Đối với hệ thống nhiên liệu điều khiển lượng nhiên liệu cung cấp tại bơm cao áp, khi đó áp suất phun cũng tăng nên chất lượng phun càng được cải thiện.

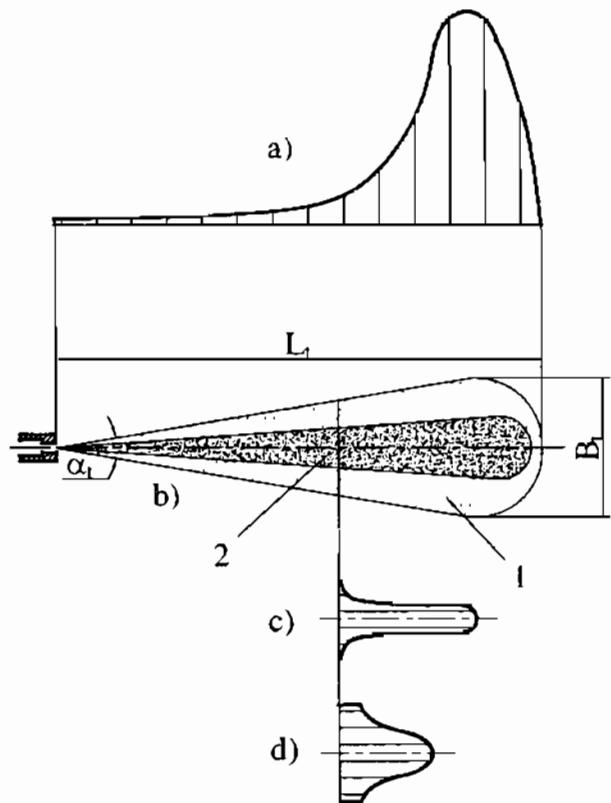
### 7.2.1.3 Cấu trúc và sự phát triển của tia nhiên liệu

Sau khi ra khỏi lỗ phun, dòng nhiên liệu bị xé nhỏ và tạo thành tia. Những phần tử nhiên liệu ra đầu tiên gặp sức cản khí động rất lớn nên tốc độ của nó giảm rất nhanh. Những phần tử nhiên liệu ra sau chịu sức cản nhỏ hơn nên tốc độ giảm chậm và đuổi kịp và gạt những phần tử đi trước sang hai bên để đi vào mũi tia. Vì vậy, về cấu trúc tia nhiên liệu chia thành hai phần là lõi và vỏ tia.

Phần lõi 2 có kích thước hạt lớn và phần vỏ 1 có mật độ và kích thước nhỏ, hình 7-6b và 7-6c. Phần lõi gặp sức cản ít hơn nên có tốc độ lớn hơn phần vỏ, hình 7-6d. Đồng thời, nhiên liệu cũng thay đổi mật độ theo chiều trục tia và tập trung nhiều vào khu vực mũi tia, hình 7-6a.

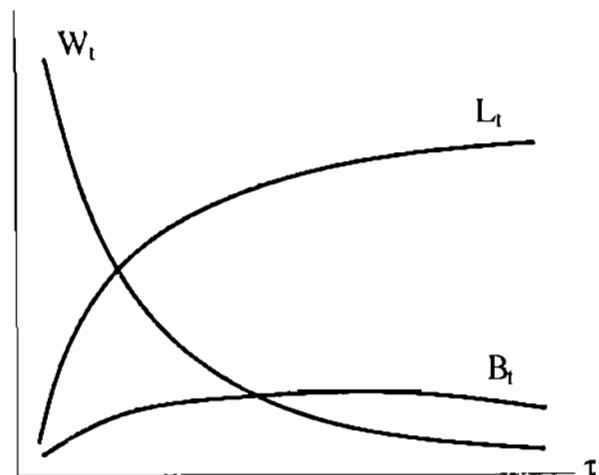
Hình dạng tia phun được biểu thị bằng chiều dài tia  $L_t$ , chiều rộng tia  $B_t$  và góc côn  $\alpha_t$ . Hình dạng tia có ảnh hưởng rất lớn tới chất lượng tạo thành hòa khí trong buồng cháy thống nhất kiểu thể tích (xem 7.2.3.1a) do có yêu cầu phải phù hợp với hình dạng buồng cháy.

Trong quá trình phun, các thông số hình học của tia đều biến đổi, trong đó mức độ tăng chiều dài  $L_t$  được biểu thị bằng tốc độ vận động của mũi tia  $W_t$ . Hình 7-7 biểu thị sự thay đổi của  $L_t$ ,  $B_t$  và  $W_t$  theo thời gian phun  $\tau$ . Theo đó, trong khi  $L_t$  tăng gần như theo qui luật parabol thì  $W_t$  giảm rất nhanh do sức cản khí động của môi trường, còn  $B_t$  thì ít thay đổi.



**Hình 7-6.** Cấu tạo của tia nhiên liệu

a) mật độ dọc tia, b) hình dạng tia, c) mật độ trong tiết diện ngang của tia, d) tốc độ trong tiết diện ngang



**Hình 7-7.** Sự thay đổi các thông số của tia nhiên liệu theo thời gian phun

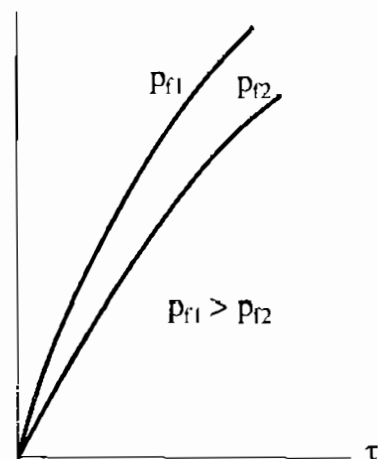
Nói chung, qui luật phát triển của tia phun phụ thuộc nhiều yếu tố như áp suất phun, mật độ môi trường phun, kết cấu và kích thước lỗ phun.

Khi tăng áp suất phun, tốc độ nhiên liệu lưu động qua lỗ phun tăng nên  $L_t$  tăng nhanh hơn, hình 7-8.

Khi tăng áp suất môi trường phun, sức cản khí động tăng nên  $W_t$  và  $L_t$  giảm, đồng thời  $\alpha_t$  và  $B_t$  tăng.

Nếu tăng đường kính lỗ phun mà giữ nguyên áp suất phun và áp suất môi trường thì  $L_t$  tăng vì phần lõi tia khi ấy có kết cấu chặt chẽ hơn nên có động năng lớn hơn.

Ngoài ra, vận động rối của không khí trong buồng cháy cũng ảnh hưởng đến hình dạng và sự phát triển của tia và có vai trò rất quan trọng trong các loại buồng cháy tận dụng rối của không khí để tạo thành hòa khí như buồng cháy thống nhất hỗn hợp thể tích-màng, hỗn hợp màng và buồng cháy ngăn cách (xem 7.2.2.2b,c và 7.2.2.3).



**Hình 7-8.** Ảnh hưởng của áp suất phun đến chiều dài tia

## 7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel

### 7.2.2.1 Yêu cầu và các biện pháp

Nhiên liệu trong động cơ diesel được phun vào trong xylanh để hình thành hòa khí, quá trình này chỉ diễn ra trong thời gian vài phần nghìn giây và một phần đan xen với quá trình cháy.

Yêu cầu đối với quá trình tạo hòa khí là phải tạo được sự phân bố nhiên liệu theo thời gian và không gian trong buồng cháy một cách tốt nhất để nhiên liệu cháy đúng lúc, cháy hoàn toàn, đạt được chỉ tiêu kinh tế ( $g_e$  nhỏ) và hiệu quả cao ( $p_e$  lớn) nhưng áp suất cực đại ( $p_c$ ) và tốc độ tăng áp suất ( $\frac{\Delta p}{\Delta \phi}$ ) không quá lớn, đồng thời sinh ít độc hại trong khí thải.

Rõ ràng là rất khó đáp ứng đầy đủ và đồng thời các yêu cầu trên. Tùy từng trường hợp cụ thể (sẽ xét dưới đây) mà yêu cầu nào đó được ưu tiên hơn so với yêu cầu khác.

Để tạo thành hòa khí, người ta sử dụng các biện pháp:

- Kết hợp chặt chẽ giữa số lượng, hình dạng và sự phân bố tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy.
- Sử dụng chuyển động xoáy lốc mạnh của không khí trong buồng cháy được tạo ra trong quá trình nạp và nén.

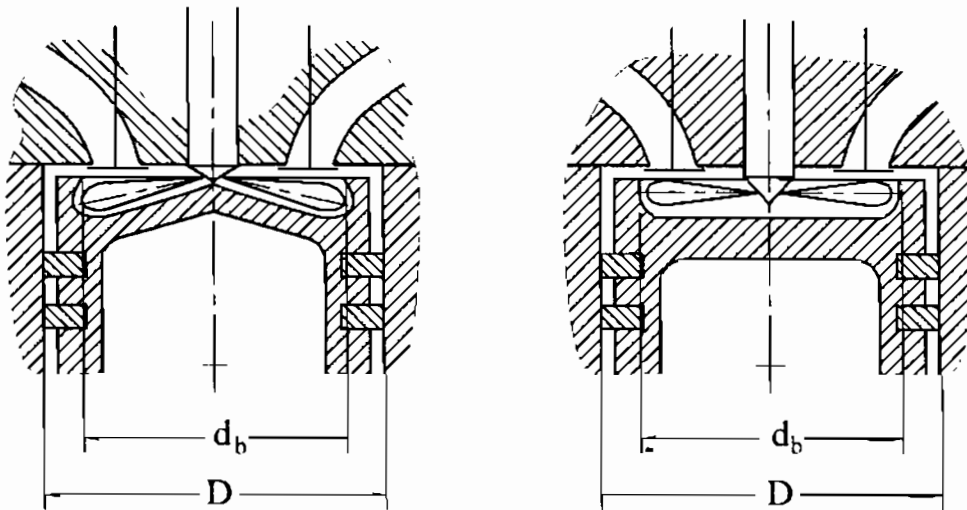
Tùy từng loại buồng cháy cụ thể mà các biện pháp trên được áp dụng riêng lẻ hay phối hợp với nhau ở mức độ cao hay thấp.

Theo sự phân chia về không gian, buồng cháy được phân thành hai loại là buồng cháy thống nhất và buồng cháy ngăn cách.

### 7.2.2.2 Buồng cháy thống nhất

Buồng cháy thống nhất là buồng cháy chỉ bao gồm một không gian duy nhất giới hạn bởi đỉnh piston, xylanh và nắp xylanh. Buồng cháy thống nhất có một số loại khác nhau theo phương pháp hình thành hòa khí.

#### a. Buồng cháy hòa khí thể tích



Hình 7-9. Buồng cháy thống nhất với phương pháp hòa khí thể tích

Về mặt kết cấu, phần lõm trên đỉnh piston có dạng tròn xoay đồng tâm, hình 7-9.

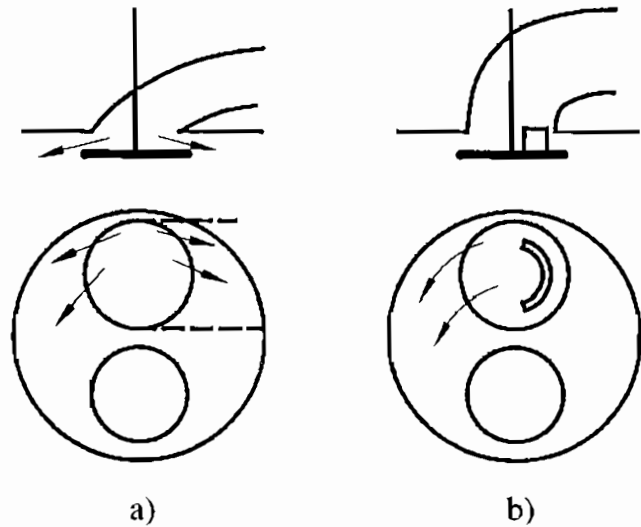
Tỷ số  $\frac{d_b}{D} = 0,75 \div 0,90$  là khá lớn nên thành mỏng và không sâu. Vòi phun có nhiều lỗ phun với số lượng từ 5 đến 10. Đường kính lỗ rất nhỏ  $d = 0,15 \div 0,25$  mm. Áp suất phun lớn khoảng  $200 \div 600$  bar. Trong động cơ dùng bơm-vòi phun hoặc hệ thống phun tích áp (common rail), áp suất phun có thể đến 1000- 2000 bar, trong tương lai có thể còn cao hơn tới 2400 bar. Tia nhiên liệu phun tới sát thành buồng cháy nhưng không chạm.

Khi piston đi lên trong quá trình nén, hiện tượng không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston xảy ra không mãnh liệt. Nói cách khác, xoáy lốc không mạnh nên ít ảnh hưởng đến quá trình hình thành hòa khí. Do đó, buồng cháy thuộc loại không tận dụng xoáy lốc. Nhiên liệu phun ra rất tơi và tia phun phù hợp với hình dạng buồng cháy do đó tia nhiên liệu thâm nhập phần lớn thể tích buồng cháy, tạo ra quá trình bay hơi, hoà trộn nhiên liệu với không khí tạo thành hòa khí. Chính vì vậy, người ta gọi đây là phương pháp hình thành hòa khí thể tích. Năng lượng chủ yếu tạo thành hòa khí là động năng của tia nhiên liệu.

Sau thời gian cháy trễ  $\tau_i$  kể từ lúc phun nhiên liệu, quá trình cháy thực sự diễn ra hầu như trong toàn bộ thể tích buồng cháy.



Trong thực tế không thể tạo ra sự phù hợp hoàn toàn giữa tia phun nhiên liệu và hình dạng buồng cháy để thực hiện sự tạo thành hòa khí trong toàn bộ thể tích buồng cháy. Cụ thể là luôn tồn tại những vùng mà tia nhiên liệu không thâm nhập đến nên không tận dụng được không khí ở đây và cũng không thể bảo đảm không có hạt nhiên liệu nào bám lên thành buồng cháy. Để cải thiện sự hình thành hòa khí, người ta có thể tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí trong quá trình nạp với cường độ vừa phải bằng cách thiết kế đường nạp tiếp tuyến với xylanh, hình 7-10a, hoặc dùng tấm chắn trên nắp xupáp để hướng dòng, hình 7-10b, nhưng gây tổn thất nên ít dùng. Nếu cường độ xoáy tròn lớn quá mức độ cần thiết có thể làm cho việc hình thành hòa khí kém đi vì khi đó nhiên liệu có thể mang từ khu vực của tia phun này sang khu vực của tia phun khác. Cường độ xoáy tròn hợp lý nhất sao cho trong thời gian phun tia phun quét một góc bằng góc  $\theta$  giữa hai tia kề nhau, hình 7-11.



Hình 7-10. Tạo xoáy tròn trong quá trình nạp

Động cơ sử dụng buồng cháy thống nhất kiểu thể tích có những ưu điểm sau:

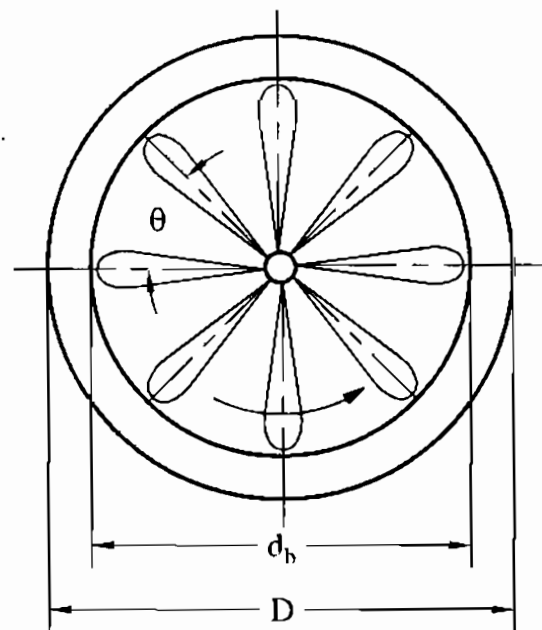
- Do quá trình cháy tập trung gần điểm chết trên nên hiệu quả sinh công cao. Mặt khác, kết cấu buồng cháy gọn nên tổn thất nhiệt nhỏ. Điều đó dẫn tới suất tiêu hao nhiên liệu thấp ( $g_e$  khoảng  $220 \div 240$  g/kWh, hoặc có thể tới 200 g/kWh và thậm chí còn nhỏ hơn nữa trong các động cơ hiện đại).

- Do tổn thất nhiệt nhỏ nên động cơ khởi động dễ dàng.

- Buồng cháy, nắp xylanh đơn giản, bố trí xupáp dễ dàng (so với buồng cháy ngăn cách sẽ xét sau đây ở mục 7.2.2.3).

Tuy nhiên, buồng cháy thể tích có một số nhược điểm sau:

- Do không thể bảo đảm tia nhiên liệu thâm nhập toàn bộ thể tích buồng cháy nên một phần đáng kể không khí trong buồng cháy không được tham gia



Hình 7-11. Chuyển động quay của tia nhiên liệu

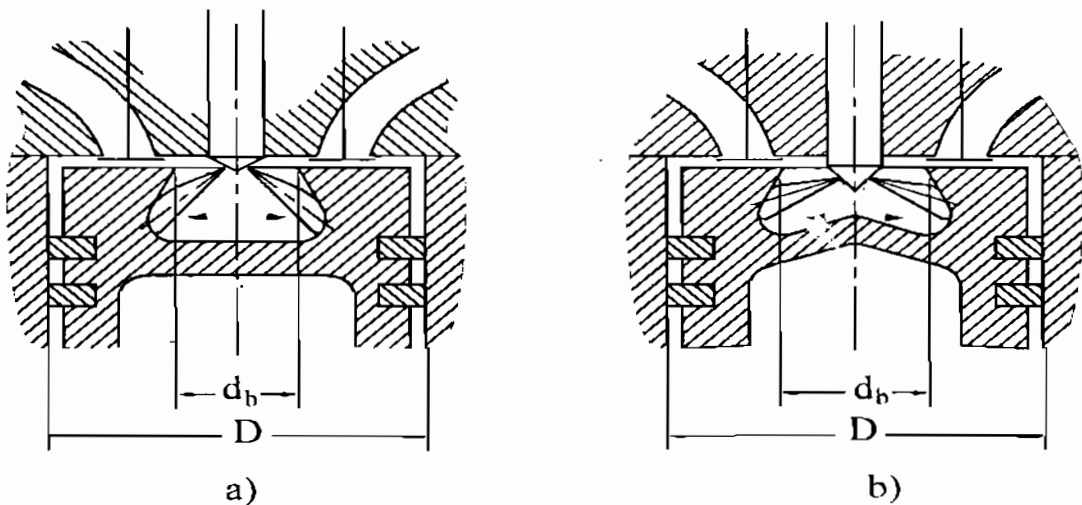
tạo thành hòa khí. Vì vậy, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  khá lớn có thể đến  $1,7 \div 1,8$  nên tính hiệu quả của động cơ không cao ( $p_e$  nhỏ).

- Hòa khí tạo thành trong phần lớn thể tích buồng cháy nên lượng hòa khí chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ lớn sẽ bùng cháy mãnh liệt trong giai đoạn cháy nhanh với tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  và áp suất cực đại  $p_{zmax}$  rất lớn làm cho động cơ làm việc không êm. Vì vậy cần sử dụng nhiên liệu có số xetan (Xe) cao từ 50 đến 60 để có thời gian cháy trễ  $\tau$  nhỏ.

- Khi thay đổi chế độ làm việc, khó bảo đảm sự phù hợp của tia nhiên liệu với hình dạng buồng cháy nên động cơ rất nhạy cảm với sự thay đổi về tải trọng, tốc độ vòng quay cũng như loại nhiên liệu.

- Ngoài ra, vòi phun phải có nhiều lỗ rất nhỏ, áp suất phun lớn nên khó chế tạo vòi phun cũng như bơm cao áp. Khi động cơ làm việc, các bộ phận này dễ bị kẹt tắc vì cặn bẩn trong nhiên liệu.

Buồng cháy hòa khí thể tích được dùng ở động cơ cỡ trung bình và cỡ lớn như động cơ tàu thủy, tàu hỏa, tĩnh tại.



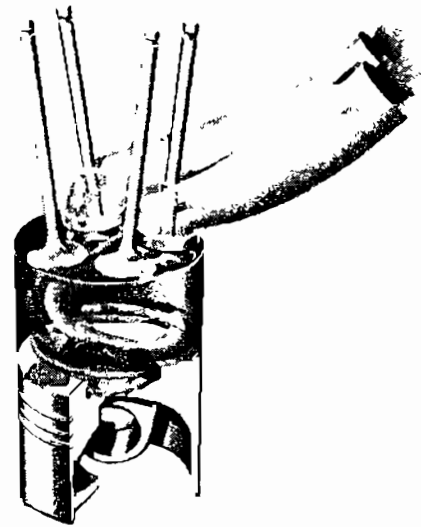
Hình 7-12. Buồng cháy thể tích - màng

### b. Buồng cháy thể tích - màng

Phần lõm trên đỉnh piston, hình 7-12, có dạng tròn xoay đồng trục hoặc lệch tâm với piston với hình dáng đa dạng như  $\Delta$ , hình 7-12a,  $\omega$ , hình 7-12b... thành dày thể hiện qua tỷ lệ  $\frac{d_b}{D} = 0,35 \div 0,75$  (nhỏ). Trái lại, tỷ lệ thể tích phần lõm trên đỉnh piston  $V_b$  và thể tích buồng cháy  $V_c$  khá lớn, nằm trong khoảng  $0,75 \div 0,90$ . Vòi phun có khoảng  $3 \div 5$  lỗ với áp suất phun không lớn lắm khoảng  $150 \div 200$  bar. Đường nạp được thiết kế dạng xoắn ốc hoặc tiếp tuyến với xylanh hay kết hợp dùng hai họng nạp, hình 7-13, để tạo ra chuyển động xoáy tròn của khí nạp với cường độ lớn. Khi động cơ làm việc ở chế độ tải

nhỏ, một họng nạp được đóng lại bằng một van điều khiển tự động. Lượng khí nạp mới tuy ít nhưng chỉ đi qua họng nạp còn lại nên tốc độ dòng khí vẫn đủ lớn để tạo ra chuyển động xoáy tròn với cường độ mạnh trong xylanh để hình thành hòa khí.

Khi piston đi lên trong hành trình nén, khối không khí giữa nắp xylanh và đỉnh piston bị chèn mãnh liệt vào không gian trên đỉnh piston tạo ra chuyển động xoáy hình xuyên với cường độ lớn kết hợp với chuyển động xoáy tròn của không khí còn lưu lại trong quá trình nạp. Vì vậy buồng cháy loại này được gọi là buồng cháy thông nhất tận dụng xoáy lốc. Khi nhiên liệu phun vào cuối hành trình nén, một phần nhiên liệu bị xoáy lốc xé nhỏ, hoà trộn với không khí tạo thành hòa khí trong thể tích buồng cháy, sau thời gian cháy trễ sẽ bốc cháy tạo thành ngọn lửa khuếch tán. Phần nhiên liệu còn lại, có thể đến 50%, bám lên thành buồng cháy tạo thành màng, được gia nhiệt bởi ngọn lửa nên bay hơi từng lớp rồi được dòng khí xoáy cuốn dần vào không gian buồng cháy tạo thành hòa khí và cháy. Vì vậy, phương pháp này được gọi là hòa khí thể tích - màng. Năng lượng tạo thành hòa khí chủ yếu là động năng của không khí và một phần nhỏ hơn là động năng của tia nhiên liệu.



**Hình 7-13.** Kết cấu tạo xoáy tròn không khí trong quá trình nạp

So với buồng cháy hòa khí thể tích xét ở trên, buồng cháy thể tích - màng có những ưu điểm sau:

- Do tận dụng xoáy lốc nên không khí trong buồng cháy được tận dụng triệt để hơn, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  do đó cũng nhỏ hơn (nằm trong khoảng  $1,5 \div 1,7$ ) làm tăng tính hiệu quả của động cơ. Cụ thể  $p_c$  tăng khoảng  $10 \div 12\%$ .

- Do lượng nhiên liệu tham gia vào quá trình chuẩn bị hòa khí trong giai đoạn cháy trễ bị khống chế (vì phần nhiên liệu ở dạng màng hầu như không tham gia vào quá trình chuẩn bị) nên lượng hòa khí được chuẩn bị trong giai đoạn này ít hơn, do đó  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  và  $p_{zmax}$  nhỏ hơn, động cơ làm việc êm hơn.

- Do xoáy lốc với cường độ lớn ở mọi chế độ nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc cũng như loại nhiên liệu.

- Do áp suất phun nhỏ hơn, số lỗ phun ít hơn nên chế tạo bơm cao áp và vòi phun dễ dàng hơn.

- Bên cạnh đó, buồng cháy loại này vẫn thừa hưởng được những ưu điểm cơ bản của buồng cháy thông nhất kiểu hòa khí thể tích là buồng cháy khá gọn (mất mát nhiệt ít) nên tính kinh tế cao và khởi động dễ dàng.

Nhược điểm của loại buồng cháy này là:

- Tồn thất nhiệt và tổn thất lưu động lớn hơn một chút so với loại buồng cháy kiểu hòa khí thể tích đã xét ở trên.

- Điều kiện làm việc của piston nặng nề hơn vì nhiệt độ cao và lực quán tính lớn (vì phần lõm sâu trên đỉnh piston).

Buồng cháy này được dùng rộng rãi cho động cơ ô tô.

### c. Buồng cháy màng

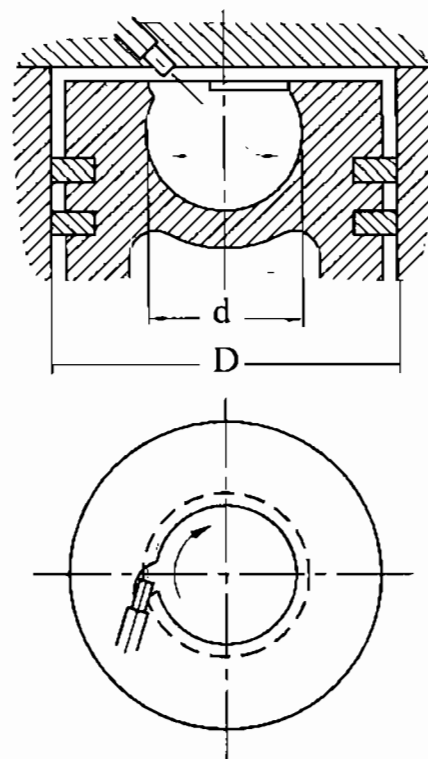
Buồng cháy màng do Giáo sư Meurer phát minh và hãng MAN áp dụng đầu tiên nên còn được gọi là buồng cháy M (viết tắt của Meurer) hay buồng cháy MAN. Phần lõm trên đỉnh piston có dạng hình cầu với đường kính  $d = 0,5 D$  và được bố trí sâu trên đỉnh piston, hình 7-14. Vòi phun có  $1 \div 2$  lỗ, áp suất phun tương đối nhỏ chỉ khoảng  $150 \div 180$  bar. Tia phun ngắn và tiếp xúc thành buồng cháy với một góc rất nhỏ. Đỉnh piston được duy trì ở nhiệt độ  $300 \div 400^\circ\text{C}$  bằng phun dầu làm mát từ đầu nhỏ thanh truyền. Đường nạp được bố trí hướng tiếp tuyến với xylanh để tạo ra chuyển động xoáy tròn của không khí nạp cùng chiều với tia nhiên liệu.

Cuối quá trình nén, nhiên liệu phun ra chỉ có một phần rất nhỏ phun vào thể tích buồng cháy vì tia phun ngắn, góc tiếp xúc nhỏ và do tác dụng của chuyển động quay của không khí. Phần nhiên liệu này nhanh chóng bị xé nhỏ, bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Phần lớn nhiên liệu phun lên thành buồng cháy với nhiệt độ không quá cao nên không bị phân hủy. Nhờ chuyển động quay tròn của không khí duy trì từ quá trình nạp cùng với xoáy hình xuyên do không khí bị chèn vào không gian trên đỉnh piston trong quá trình nén, phần nhiên liệu phun lên thành buồng cháy được dàn trải tạo thành màng rất mỏng khoảng một vài chục  $\mu\text{m}$ . Hòa khí hình thành từ thể tích buồng cháy có tỷ trọng nhỏ bị cuốn vào tâm buồng cháy là nơi có nhiệt độ cao nhất nên bốc cháy trước tiên tạo thành ngọn lửa. Nhiên liệu trên màng được gia nhiệt từ thành buồng cháy và từ ngọn lửa nên nhanh chóng bay hơi rồi bị cuốn dần cùng với không khí vào ngọn lửa và cháy.

Bản chất của phương pháp tạo thành hòa khí này là khống chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị ở giai đoạn cháy trễ và tạo thành hòa khí chủ yếu từ màng để khống chế quá trình cháy ở giai đoạn sau. Vì thế, buồng cháy này được gọi là buồng cháy màng.

Ngoài những ưu điểm của buồng cháy thống nhất tận dụng xoáy lốc, buồng cháy màng có một số ưu điểm riêng nổi bật như:

- Do khống chế được lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ và tổ chức tạo thành hòa khí dần dần từ màng nhiên liệu ở giai đoạn sau (vừa tạo thành hòa khí vừa cháy) nên tốc độ tăng áp suất  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  và  $p_{z\max}$  nhỏ, động cơ làm việc êm.



Hình 7-14. Buồng cháy màng

- Do chuyển động của không khí cũng như do tác dụng sấy nóng nhiên liệu của thành buồng cháy nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi chế độ làm việc và loại nhiên liệu.

Buồng cháy MAN có một số nhược điểm như:

- Đầu piston dài (vì phần lõm sâu), điều kiện làm việc của xéc măng khó khăn.
- Với động cơ có  $D > 200\text{mm}$  rất khó tổ chức một lượng lớn nhiên liệu tạo thành màng trên thành buồng cháy và hòa trộn hơi nhiên liệu với một thể tích không khí tương đối lớn.

Hòa khí màng được sử dụng rất phổ biến trong những năm 60 và 70 của thế kỷ trước cho động cơ có đường kính xylanh  $D = 100 \div 130\text{ mm}$  có suất tiêu hao nhiên liệu khá nhỏ (chỉ vào khoảng  $230\text{ g/kWh}$ ) và tính hiệu quả khá cao ( $p_e = 0,65 \div 0,75\text{ MN/m}^2$ ). Tuy nhiên, do có nhiều độc hại trong khí thải nên từ những năm 80 của thế kỷ 20 buồng cháy màng ngày càng ít được sử dụng.

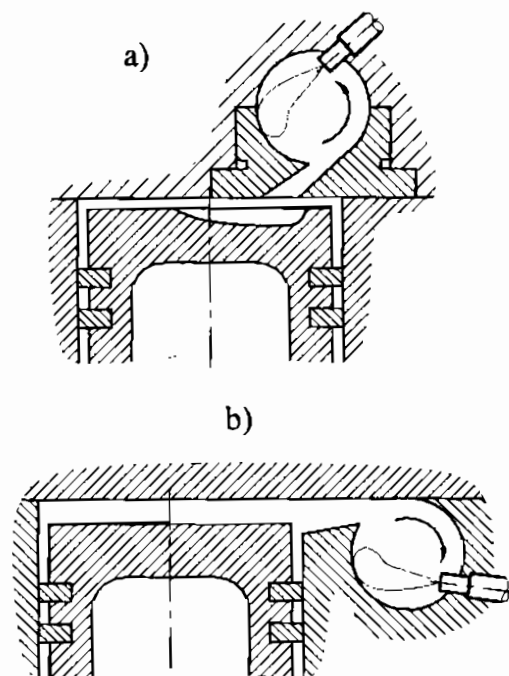
### 7.2.2.3 Buồng cháy ngăn cách

Buồng cháy ngăn cách là buồng cháy có hai không gian gọi là buồng cháy chính và buồng cháy phụ nối với nhau bằng những họng thông có tiết diện nhỏ. Về mặt kết cấu có hai loại buồng cháy ngăn cách gọi là buồng cháy xoáy lốc và buồng cháy dự bị.

#### a. Buồng cháy xoáy lốc

Về mặt kết cấu, buồng cháy phụ có hình cầu bố trí ở nắp xylanh, hình 7-15a, hay trên thân máy, hình 7-15b, chiếm khoảng 0,50 đến 0,70 thể tích toàn bộ buồng cháy  $V_c$ . Họng thông nối buồng cháy chính và buồng cháy phụ có tiết diện hình tròn hay ôvan, diện tích tiết diện khoảng  $1,9 \div 3,3\%$  diện tích đỉnh piston  $F_p$  và lớn dần về phía buồng cháy chính. Hướng của họng thông tiếp tuyến với buồng cháy phụ. Đỉnh piston được khoét lõm ở vị trí đối diện với họng thông. Vòi phun chỉ có một lỗ với áp suất phun nhỏ vào khoảng  $80 \div 150\text{ bar}$  bố trí trong buồng cháy phụ và hướng lệch tâm theo chiều dòng khí.

Trong hành trình nén, không khí từ buồng cháy chính trên đỉnh piston được dồn vào phần lõm trên đỉnh piston rồi được nén qua họng thông với vận tốc lớn (cực đại có thể đến  $100 \div 150\text{ m/s}$ ) vào buồng cháy phụ và tạo ra ở đây chuyển động xoáy tròn (hình 7-15) với tốc độ quay rất lớn có thể gấp  $20 \div 30$  lần tốc độ động cơ. Cuối hành trình nén, nhiên liệu phun vào buồng cháy



Hình 7-15. Buồng cháy xoáy lốc

phụ. Tia nhiên liệu bị xoáy lốc không khí bóc lớp vỏ ngoài và bị đánh dạt sang bên bám một phần lên thành buồng cháy tạo thành màng. Phần nhiên liệu trong lớp vỏ của tia bị bóc trước tiên, được xé nhỏ, bay hơi và hoà trộn với không khí và bị cuốn tới vùng họng là nơi có nhiệt độ cao nhất (sẽ giải thích dưới đây). Sau thời gian cháy trễ, hòa khí nhanh chóng bốc cháy và ngọn lửa lan tràn đốt phần hòa khí đã được chuẩn bị. Trong khi đó, màng nhiên liệu dưới tác dụng của xoáy lốc sẽ bay hơi và hòa trộn tạo thành hòa khí. Do cháy nhiên liệu, áp suất và nhiệt độ trong buồng cháy phụ sẽ tăng vọt làm cho sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy phun ngược trở lại qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston và tạo ra chuyển động rôi rất mạnh tại buồng cháy chính. Ngoài ra, môi chất lại được sấy nóng khi lưu động qua họng thông có nhiệt độ cao vì chi tiết này thường được chế tạo bằng thép hoặc gang chịu nhiệt và lắp ráp với xy lanh hoặc nắp máy có khe hở nên giữ được nhiệt. Do đó phần nhiên liệu chưa cháy có điều kiện thuận lợi để bay hơi và hòa trộn với không khí còn lại trong buồng cháy chính tạo thành hòa khí rồi tiếp tục cháy. Chính chuyển động rôi mạnh của không khí giúp cho quá trình cháy được triệt để hơn.

Với nguyên tắc như vậy, buồng cháy xoáy lốc có những ưu nhược điểm sau:

- Do tận dụng triệt để lượng không khí nạp vào xy lanh nên hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  rất nhỏ, chỉ vào khoảng  $1,2 \div 1,4$ , do đó tính hiệu quả của động cơ khá cao ( $p_e = 0,65 \div 0,75 \text{ MN/m}^2$ ).

- Do không chế lượng không khí tham gia hình thành hòa khí trong thời gian cháy trễ nên cũng không chế được lượng hòa khí tạo thành trong thời gian này làm cho  $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$  nhỏ, động cơ làm việc êm. Ngoài ra, áp suất cực đại  $p_{z\max}$  trong buồng cháy chính nhỏ.

- Do cường độ xoáy lốc rất mạnh và do tác dụng sấy nóng môi chất qua họng thông nên động cơ ít nhạy cảm với thay đổi nhiên liệu và chế độ làm việc (tải trọng, tốc độ vòng quay)

- Với phun chỉ có một lỗ, áp suất phun thấp nên hệ thống nhiên liệu làm việc ít hư hỏng, chế tạo và bảo dưỡng bơm cao áp cũng như vòi phun đơn giản, dễ dàng.

Nhược điểm của buồng cháy xoáy lốc:

- Hiệu suất thấp (suất tiêu thụ nhiên liệu cao,  $g_c = 240 \div 265 \text{ g/kWh}$ ) do tổn thất lưu động qua họng thông và do tổn thất nhiệt vì buồng cháy không gọn nên diện tích làm mát buồng cháy quá lớn.

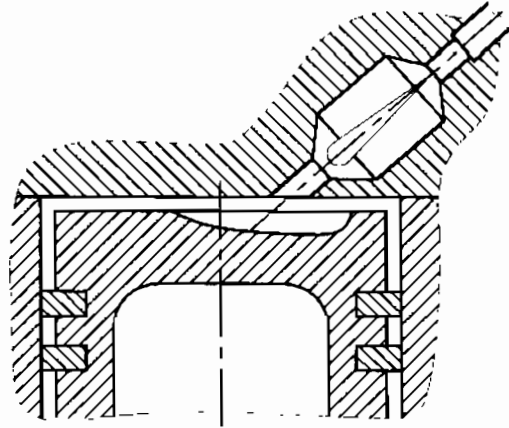
- Về mặt cấu tạo, kết cấu của buồng cháy khá phức tạp. Ngoài ra, chính vì diện tích mát mát nhiệt lớn nên động cơ khó khởi động, thông thường phải có bộ phận hỗ trợ khởi động.

- Phần lõm trên đỉnh piston thường quá nóng.

Buồng cháy xoáy lốc được sử dụng cho động cơ cao tốc có đường kính xy lanh nhỏ hơn 100 mm. Nếu dùng buồng cháy thông nhất cho những động cơ này thì rất khó tạo tia phun ngắn mà vẫn thỏa mãn các yêu cầu đối với hình thành hòa khí trong buồng cháy thông nhất.

## b. Buồng cháy dự bị

Về mặt kết cấu, buồng cháy phụ trong buồng cháy dự bị có dạng tròn xoay đặt trên nắp xylanh, hình 7-16, chiếm 25 đến 40%, cá biệt có thể chỉ 10 đến 15% thể tích buồng cháy  $V_c$ . Giữa hai buồng có một vài lỗ thông nhỏ có tổng diện tích khoảng  $0,3 \div 0,6\%$  diện tích đỉnh piston  $F_p$ . Vòi phun chỉ có một lỗ, áp suất phun thấp tương tự như ở buồng cháy xoáy lốc, tia phun nằm trên trục buồng cháy. Đỉnh piston khoét lõm đối diện với các lỗ thông.



Hình 7-16. Buồng cháy dự bị

Trong quá trình nén, không khí trong buồng cháy chính bị dồn vào buồng cháy phụ với tốc độ rất lớn (cực đại tới  $230 \div 320$  m/s) gây ra chuyển động rối rất mạnh trong buồng cháy phụ. Cuối kỳ nén, nhiên liệu phun ra gặp dòng khí đi vào với tốc độ lớn nhất. Tia nhiên liệu sát với họng thông bị dòng khí bóc lớp vỏ bao gồm hơi và các hạt nhỏ mang lên phía trên. Tại đây, hỗn hợp được chuẩn bị và bốc cháy, áp suất tăng đột ngột đẩy sản vật cháy, hòa khí đang cháy, hòa khí và nhiên liệu chưa cháy trở lại buồng cháy chính qua họng thông với tốc độ rất lớn vào phần lõm trên đỉnh piston tạo ra chuyển động rối rất mạnh. Khi qua họng thông, môi chất cũng được sấy nóng. Nhờ tất cả những yếu tố đó, phần nhiên liệu còn lại được hòa trộn tốt trong buồng cháy chính và cháy khá triệt để.

Như vậy, buồng cháy dự bị về nguyên tắc cũng giống như buồng cháy xoáy lốc ở những nét cơ bản sau:

- Sử dụng một phần công nén tạo ra động năng rất lớn của không khí xé toạt và hòa trộn nhiên liệu trong buồng cháy phụ.
- Không chế lượng không khí tham gia vào quá trình tạo thành hòa khí trong thời gian cháy trễ trong buồng cháy phụ.
- Đốt cháy một phần nhiên liệu trong buồng cháy phụ tạo ra dòng khí thứ hai được sấy nóng bởi họng thông rồi phun ra buồng cháy chính giúp cho việc hòa trộn và cháy ở đây được tốt hơn.

Sự khác nhau chủ yếu giữa hai loại buồng cháy thể hiện ở tính chất dòng khí tạo thành trong buồng cháy phụ. Buồng cháy xoáy lốc sử dụng dòng xoáy có hướng với tốc độ cao, còn buồng cháy dự bị dùng dòng chảy rối mãnh liệt.

Do giống nhau về bản chất nên buồng cháy dự bị cũng có những ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng giống như buồng xoáy lốc.

## 7.3 Hình thành hòa khí đồng nhất đốt cháy do nén

Hình thành hòa khí đồng nhất và đốt do nén (Homogenous Charge Compression Ignition - HCCI) là một phương pháp hòa khí hiện đại đang được đầu tư nghiên cứu và phát triển [18].

Bản chất của phương pháp là tạo ra hòa khí nhạt và đồng nhất, nén trong xy lanh đến áp suất cao để hòa khí tự cháy trong toàn bộ thể tích. Có thể áp dụng phương pháp này cho cả nhiên liệu xăng và diesel.

Phương pháp này tận dụng được ưu điểm của cả động cơ diesel và động cơ xăng. Do nén với tỷ số nén cao để hòa khí tự cháy nên động cơ đạt hiệu suất cao giống như động cơ diesel. Mặt khác, giống như trong động cơ xăng thông thường, hòa khí được hòa trộn rất tốt với nhiên liệu ở dạng hơi nên cháy kiệt hầu như không tạo thành muội than (thành phần chính trong chất thải dạng hạt của khí thải - Particulate Matter, PM). Ngoài ra, quá trình cháy gần như đồng thời trong toàn bộ thể tích hòa khí nhạt (ít nhiên liệu) nên nhiệt độ cháy nhỏ dẫn tới tạo thành oxit nitơ ít hơn so với động cơ xăng cũng như động cơ diesel thông thường.

Tuy nhiên, rất khó có thể bảo đảm cho động cơ hoạt động bình thường ở tất cả các chế độ chỉ với phương pháp HCCI. Do đó, hầu hết động cơ loại này phải trang bị thêm hệ thống cháy truyền thống của động cơ xăng hoặc diesel để khởi động rồi chuyển sang HCCI ở chế độ không tải, tải nhỏ và tải trung bình. Khi cần làm việc ở chế độ tải lớn, động cơ lại chuyển về làm việc như động cơ xăng hay diesel thông thường.

Tuy nhiên, để phương án này trở thành hiện thực phải giải quyết nhiều vấn đề kỹ thuật phức tạp. Khó khăn lớn nhất của phương pháp HCCI là điều khiển được nhiệt độ, áp suất và thành phần hòa khí ( $\lambda$ ) sao cho quá trình cháy xảy ra sát ĐCT. Chỉ với sự trợ giúp của điều khiển điện tử mới có thể vượt qua được khó khăn này. Phương án HCCI mặc dù đã được đề xuất từ vài chục năm trước nhưng cho đến nay mới dần dần trở thành hiện thực. Nhiều nhà nghiên cứu đã đưa ra những biện pháp cụ thể để điều khiển sự bốc cháy hòa khí như:

- Động cơ có tỷ số nén thay đổi (Variable Compression Ratio (VCR)), ví dụ như phương án kết cấu của hãng SAAB (xem 4.2.4).
- Thay đổi pha phối khí (Variable Valve Timing - VVT), xem 4.1.3.6.
- Dùng đồng thời hai loại nhiên liệu có số octan khác nhau. Nhiên liệu có số octan thấp sẽ cháy trước làm môi lửa đốt phần nhiên liệu còn lại.
- Kiểm soát nhiệt, ví dụ như sử dụng nhiệt của khí thải luân hồi kết hợp với tăng áp cơ khí để điều khiển quá trình cháy.

Về nguyên tắc, phương án HCCI có thể dùng với nhiên liệu xăng, diesel và nhiên liệu khí, cho động cơ từ cỡ nhỏ đến cỡ lớn với những công dụng khác nhau.

Tháng 8/2007, hãng General Motor đã đưa ra động cơ HCCI đầu tiên dùng xăng có thể tích 2,2 lít, công suất 180 mã lực lắp trên hai mẫu xe là Saturn Aura và Opel Vectra. Tuy nhiên, ở chế độ khởi động, hâm nóng máy và toàn tải vẫn phải dùng bugi như động cơ xăng thông thường.

Với những kết quả nghiên cứu đã tiến hành thành công, người ta hy vọng rằng, động cơ HCCI sẽ được sản xuất hàng loạt dùng cho xe con vào năm 2010 và nhờ đó đến năm 2015 sẽ tiết kiệm được mỗi ngày nửa triệu thùng nhiên liệu.



## CHƯƠNG VIII

### ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ

#### 8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong

##### 8.1.1 Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của động cơ được thể hiện bằng tổ hợp các thông số làm việc của nó như công suất  $N_e$  hay mômen  $M_e$  và tốc độ vòng quay  $n$ .

Trong miền làm việc của động cơ, tốc độ  $n$  thay đổi từ  $n_{\min}$  ứng với giới hạn ổn định của động cơ đến  $n_{\max}$  ứng với giới hạn ứng suất cơ, ứng suất nhiệt và diễn biến bình thường của chu trình công tác.

Tại mỗi vị trí  $n = \text{const}$  trong miền làm việc, công suất  $N_e$  của động cơ thay đổi từ 0 (chế độ không tải) đến  $N_{\max}$  tại tốc độ vòng quay đó.

Chế độ làm việc được coi là ổn định khi các thông số làm việc như  $M_e$ ,  $n$  không đổi trong thời gian khảo sát. Khi đó mômen của động cơ cân bằng với mômen cản của máy công tác  $M_e = M_c$ , hình 8-1. Chế độ làm việc của cụm thiết bị động cơ - máy công tác ổn định khi:

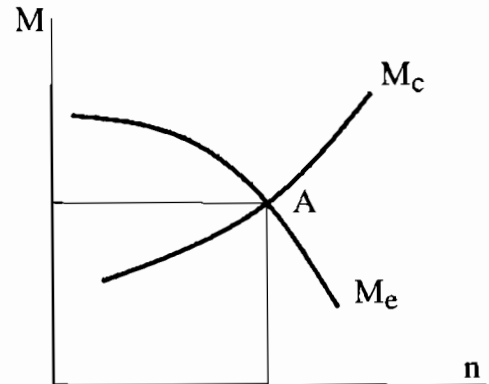
$$\frac{d(M_e - M_c)}{dn} < 0 \quad (8-1)$$

và càng ổn định khi về trái của (8-1) càng âm tức là độ dốc tại điểm cắt nhau của hai đường mômen càng lớn.

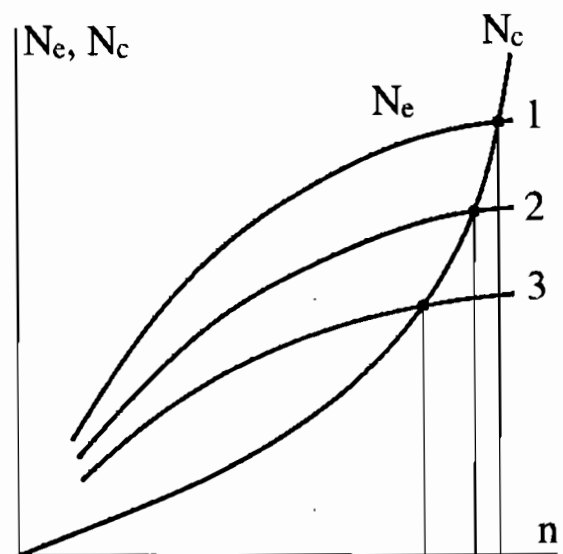
Chế độ làm việc có các thông số làm việc thay đổi trong thời gian khảo sát gọi là chế độ làm việc *không ổn định*, ví dụ khi động cơ khởi động, tắt máy hay tăng giảm tốc độ...

Trong chương này chúng ta chỉ khảo sát các chế độ làm việc ổn định của động cơ trong *miền làm việc* của nó khi kéo máy công tác cụ thể.

Do đặc tính của các máy công tác khác nhau nên miền làm việc của cụm động cơ-máy công tác cũng khác nhau.



**Hình 8-1.** Chế độ làm việc ổn định của cụm động cơ - máy công tác



**Hình 8-2.** Chế độ làm việc của động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt

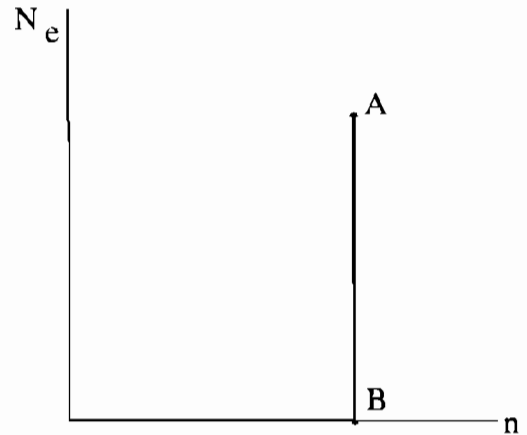
• Đối với *động cơ tàu thủy*, khi động cơ dẫn động trực tiếp chân vịt, hình 8-2, công suất cản của chân vịt thông thường phụ thuộc bậc 3 vào tốc độ vòng quay.

$$N_c = kn^3 \quad (8-2)$$

Miền làm việc của động cơ-máy công tác nằm trên đường đặc tính cản (8-2). Các đường 1, 2 và 3 tương ứng với các vị trí khác nhau của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Tốc độ động cơ thay đổi từ  $n_{\min}$  đến  $n_{\max}$ .

• Động cơ kéo *máy phát điện* đòi hỏi  $n = \text{const}$ . Chức năng này do điều tốc (một chế độ) đảm nhận. Miền làm việc của động cơ-máy phát nằm trên đường AB, hình 8-3. Tại A ứng với chế độ định mức  $N_e = N_{dm}$  và tại B ứng với chế độ không tải  $N_e = 0$ .

• Động cơ trên các phương tiện cơ giới như ô tô, xe máy, máy kéo... công suất và tốc độ động cơ thay đổi trong một phạm vi rất rộng. Miền làm việc của cụm thiết bị, hình 8-4, là diện tích giới hạn bởi đường công suất lớn nhất ứng với vị trí cực đại của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu (đó là đặc tính ngoài sử dụng, xem 8.3.1.1b) và các đường giới hạn  $n_{\min}$  và  $n_{\max}$ .



Hình 8-3. Chế độ làm việc của động cơ kéo máy phát điện

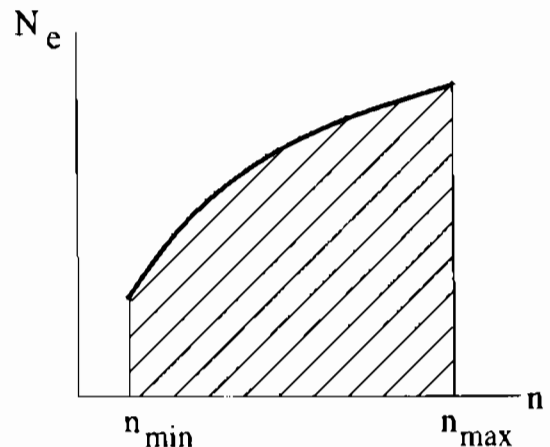
### 8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong

*Quan hệ giữa các thông số làm việc của động cơ như  $M_e$ ,  $N_e$ ,  $n$ ,  $g_e$ ,  $G_{nl}$ ... trong miền làm việc gọi là đặc tính của động cơ.*

Đặc tính của động cơ được xây dựng bằng thực nghiệm trên băng thử công suất động cơ để có thể thay đổi dễ dàng chế độ làm việc của động cơ như tốc độ vòng quay, vị trí cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn v.v... Trên cơ sở đặc tính có thể đánh giá các chỉ tiêu của động cơ trong các điều kiện sử dụng khác nhau.

Động cơ đốt trong có các loại đặc tính sau:

- Đặc tính điều chỉnh: biến số là các thông số điều chỉnh.
- Đặc tính tốc độ: với tốc độ vòng quay  $n$  là biến số.
- Đặc tính chân vịt: là đặc tính tốc độ khi động cơ dẫn động chân vịt tàu thủy.



Hình 8-4. Chế độ làm việc của động cơ trên các phương tiện cơ giới

- Đặc tính tải: với công suất động cơ  $N_e$  (hay  $p_e$ ) là biến số khi  $n = \text{const}$
- Đặc tính tổng hợp: đặc tính của nhiều biến số
- Đặc tính không tải: đặc tính tốc độ khi động cơ chạy không tải
- Đặc tính điều tốc: đặc tính tốc độ khi động cơ có trang bị điều tốc.

### 8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ

Trước khi khảo sát các đặc tính nêu trên, ta hãy tìm hiểu cơ sở chung để giải thích và phân tích các đặc tính. Cụ thể, ta hãy tìm các công thức xác định các thông số kinh tế, kỹ thuật của động cơ như  $p_e$ ,  $M_e$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ , và  $G_{nl}$ . Qua đó tìm được các biến số chung để khảo sát và tiến tới xây dựng cũng như phân tích đặc tính.

#### 8.1.3.1 Theo lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh

Ta bắt đầu từ công thức:

$$p_e = p_i \eta_m = \frac{L_i}{V_h} \eta_m \quad (8-3)$$

với:  $L_i = g_{ct} Q_H \eta_i \quad (8-4)$

và:  $V_h = \frac{8314 M_h T_k}{p_k} g_{ct}$

trong đó  $g_{ct}$  là lượng nhiên liệu (khối lượng) cung cấp cho 1 chu trình.

Từ định nghĩa hệ số nạp ta có:

$$M_h = \frac{M_1}{\eta_v}$$

Bỏ qua  $\frac{1}{\mu_{nl}}$  trong thành phần khí nạp mới  $M_1$  trong trường hợp động cơ xăng trong (3-15), ta có thể viết tổng quát cho cả động cơ diesel và xăng:

$$M_1 = \lambda M_0$$

và lưu ý từ phương trình trạng thái:  $\frac{T_k}{p_k} = \frac{v_k}{R} = \frac{1}{R \rho_k}$ , cuối cùng:

$$V_h = \frac{8314 \lambda M_0}{\eta_v R \rho_k} g_{ct} \quad (8-5)$$

Thay (8-4) và (8-5) vào (8-3), ta được:

$$p_e = \frac{Q_H R \rho_k}{8314 M_0} \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m \quad (8-6)$$

với  $k_1$  là hằng số.

Để tìm công suất  $N_e$  ta sử dụng công thức sau:

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{30\tau} = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n \quad (8-7)$$

với  $k_2$  là hằng số.

Mômen  $M_e$  được xác định từ  $N_e$ :

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} = \frac{N_e}{\frac{\pi n}{30}} = \frac{k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n}{\frac{\pi n}{30}} = k_3 p_e \quad (8-8)$$

với  $k_3$  là hằng số.

Như vậy,  $p_e$  và  $M_e$  chỉ khác nhau về tỷ lệ xích nên ta chỉ cần xác định 1 đại lượng là đủ. Ta qui ước sau đây chỉ xét  $M_e$ .

Suất tiêu thụ nhiên liệu  $g_e$  được xác định theo công thức:

$$g_e = \frac{1}{Q_H \eta_e} = \frac{1}{Q_H \eta_i \eta_m} = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \quad (8-9)$$

với  $k_4$  là hằng số.

Tốc độ tiêu thụ nhiên liệu (lưu lượng khối)  $G_{nl}$  xác định theo định nghĩa  $g_e$ :

$$G_{nl} = g_e N_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m} \cdot k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n = k_5 \frac{\eta_v}{\lambda} n \quad (8-10)$$

với  $k_5$  là hằng số.

Như vậy các biến số chung khi khảo sát các đặc tính động cơ là  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ,  $\eta_v$  và  $\eta_m$ . Hiệu suất cơ khí  $\eta_m$  còn có thể xác định theo công thức sau:

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{p_m}{\frac{p_e}{\eta_m}} = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \quad (8-11)$$

### 8.1.3.2 Theo lượng nhiên liệu chu trình

Từ định nghĩa hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  (3-13):

$$\lambda = \frac{L}{L_0} \text{ thay } L = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct}} \text{ ta được:}$$

$$\lambda = \frac{\eta_v V_h \rho_k}{g_{ct} L_0} \text{ . Từ đây rút ra:}$$

$$\frac{\eta_v}{\lambda} = \frac{g_{ct} L_0}{V_h \rho_k} = k g_{ct} \quad (8-12)$$

với  $k$  là một hằng số. Thay (8-12) lần lượt vào (8-6), (8-7), (8-10 và (8-11) ta được:

$$p_e = k'_1 g_{ct} \eta_i \eta_m \quad (8-13)$$

với  $k'_1$  là hằng số.

$$N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n \quad (8-14)$$

với  $k'_2$  là hằng số.

$$G_{nl} = k'_3 g_{ct} n \quad (8-15)$$

với  $k'_3$  là hằng số.

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i} \quad (8-16)$$

Các công thức xây dựng được trong mục 8.1.3.1 và 8.1.3.2 về nguyên tắc đúng cho mọi loại động cơ. Tuy nhiên, đối với những động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng hỗn hợp thông qua van tiết lưu như động cơ xăng (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) và động cơ khí thì nên dùng các công thức phụ thuộc vào lượng hỗn hợp nạp từ (8-6) đến (8-11). Còn đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp là động cơ điều chỉnh tải bằng điều chỉnh lượng nhiên liệu phun vào xylanh thì nên dùng các công thức từ (8-13) đến (8-16).

## 8.2 Đặc tính điều chỉnh

Đó là đặc tính thể hiện mối quan hệ của các thông số làm việc như  $N_e$  (hay  $M_e$ ,  $p_e$ ) và  $g_e$  (hay  $G_{nl}$ ) phụ thuộc vào các thông số điều chỉnh như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm  $\phi_s$ , nhiệt độ làm mát  $t_{lm}$ , nhiệt độ dầu bôi trơn, áp suất phun nhiên liệu... Trên cơ sở đặc tính điều chỉnh, người kỹ sư lựa chọn các thông số điều chỉnh tối ưu trong quá trình nghiên cứu-phát triển động cơ. Như vậy có rất nhiều đặc tính điều chỉnh, nhưng quan trọng nhất là đặc tính điều chỉnh theo  $\lambda$  và  $\phi_s$  vì đây là hai thông số ảnh hưởng rất lớn đến tính kinh tế-kỹ thuật của động cơ. Sau đây ta sẽ chỉ xét hai đặc tính điều chỉnh này.

### 8.2.1 Đặc tính điều chỉnh $\lambda$

Đó là các quan hệ  $N_e$  và  $g_e = f(\lambda)$ . Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu (thường là động cơ nghiên cứu một xylanh dùng để nghiên cứu-phát triển động cơ) để đưa ra những dữ liệu nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống cung cấp nhiên liệu cho động cơ.

#### 8.2.1.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$ , các thông số làm việc như tốc độ vòng quay, độ mở van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc đánh lửa sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... phải giữ không đổi ở các giá trị phù hợp (ví dụ nhiệt độ nước làm mát 80-90°C, nhiệt độ dầu bôi trơn 95 -100°C...). Để thay đổi  $\lambda$  phải thay đổi lượng

hiệu suất cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi sức cản của giclơ đối với động cơ dùng bộ chế hoà khí hoặc thay đổi lượng nhiên liệu phun đối với động cơ phun xăng.

Khi thay đổi  $\lambda$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau. Tất cả các giá trị kinh nghiệm của  $\lambda$  trình bày dưới đây ứng với trường hợp van tiết lưu mở hoàn toàn và tốc độ vòng quay  $n$  ở chế độ định mức (được chọn trước theo kinh nghiệm từ các động cơ tham đã có dùng để tham khảo).

- $\eta_i$ : giới hạn cháy hỗn hợp đồng nhất xăng-không khí được xác định trong phòng thí nghiệm hoá nhiên liệu có giá trị khá hẹp:  $0,4 - 0,5 < \lambda < 1,5 - 1,6$ . Trong thực tế, để động cơ làm việc ổn định, vùng giá trị của  $\lambda$  còn hẹp hơn nữa (trong phạm vi đường liền trên hình 8-5). Khi tăng  $\lambda$ , ban đầu  $\eta_i$  tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế độ rất đậm và đậm rồi đạt cực đại với  $\lambda = 1,15 - 1,20$ , tại đây hỗn hợp cháy nhanh và kiệt nhất. Sau đó  $\eta_i$  giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị  $\eta_i$  dễ dàng xác định được đồ thị

$\frac{\eta_i}{\lambda}$ , hình 8-5, với  $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$  tại  $\lambda = 0,80 - 0,90$ .

- $\eta_v$ : như đã xét trong mục 4.1.2.5, hệ số nạp  $\eta_v$  phụ thuộc rất nhiều yếu tố, nhưng ảnh hưởng lớn nhất là độ mở van tiết lưu và tốc độ vòng quay. Hai thông số này khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  được giữ cố định. Vì thế có thể coi  $\eta_v$  không thay đổi.

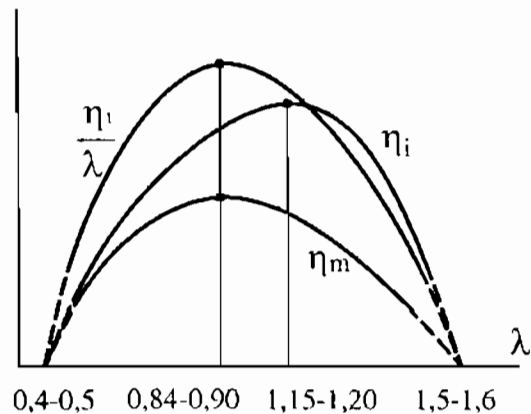
- $\eta_m$ : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

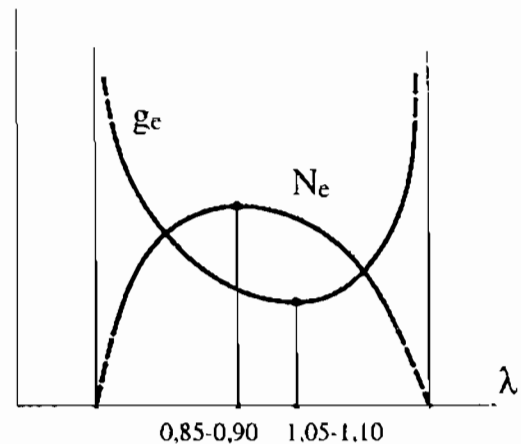
$n$ , độ mở van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi nên

$P_m = \text{const}$ . Vì vậy  $\eta_m$  sẽ có dạng của  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và cũng đạt cực đại tại  $\lambda = 0,80 - 0,90$ .

Từ đó ta có thể phân tích đặc tính điều chỉnh như sau.



Hình 8-5. Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ xăng



Hình 8-6. Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của động cơ xăng

•  $N_e$ : theo công thức (8-7)  $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$ . Do  $n$  và  $\eta_v$  không đổi nên  $N_e$  chỉ phụ thuộc  $\frac{\eta_i}{\lambda} \eta_m$  và sẽ có dạng như trên hình 8-6 với  $\lambda_{l\max} = 0,10 - 0,90$ .

•  $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  nói trên thì  $g_e$  đạt cực tiểu trong khoảng giữa của các giá trị ứng với  $\eta_{i\max}$  và  $\eta_{m\max}$ , hình 8-6. Trong thực tế  $\lambda_{gemin} = 1,05 - 1,10$ .

Khi thay đổi chế độ tốc độ và vị trí van tiết lưu sẽ được họ các đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  khác nhau.

Càng đóng nhỏ van tiết lưu thì hệ số khí sót  $\gamma_r$  tăng nên tốc độ cháy giảm và giới hạn cháy càng bị thu hẹp. Điều đó dẫn tới  $\lambda_{N\max}$  và  $\lambda_{gemin}$  càng giảm và càng sát nhau hơn.

Càng tăng tốc độ vòng quay thì thời gian giành cho một chu trình giảm, đồng thời hệ số nạp  $\eta_v$  càng giảm và hệ số khí sót  $\gamma_r$  tăng cũng dẫn tới kết quả tương tự.

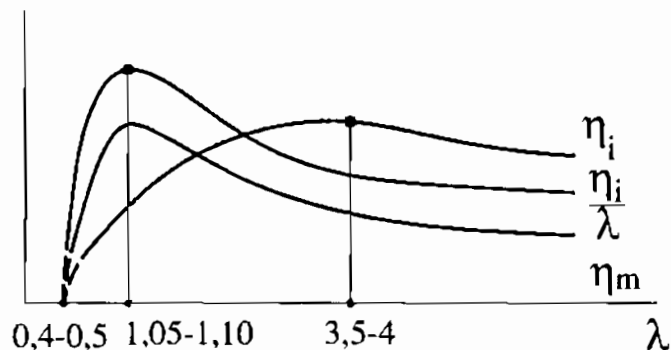
Bộ dữ liệu thu được về  $\lambda_{N\max}$  và  $\lambda_{gemin}$  dùng để thiết kế và điều chỉnh bộ chế hoà khí hoặc hệ thống phun xăng cho động cơ xăng.

### 8.2.1.2 Động cơ diesel

Đối với động cơ diesel, khi lấy đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  phải giữ tốc độ vòng quay và tất cả các thông số điều chỉnh khác như góc phun sớm, nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi ở các giá trị hợp lý. Để thay đổi  $\lambda$  phải thay đổi lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ bằng cách thay đổi lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$ .

Vì đang xét đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  ta nên sử dụng các công thức từ (8-6) đến (8-11) (phụ thuộc  $\lambda$ ) thì thuận lợi hơn cho việc khảo sát. Dưới đây sẽ trình bày sự thay đổi các biến số đặc tính phụ thuộc vào  $\lambda$ . Các giá trị cụ thể của  $\lambda$  ứng với trường hợp tốc độ vòng quay ở chế độ định mức  $n_{dm}$ . Giá trị  $n_{dm}$  thường chọn trước theo kinh nghiệm khi thiết kế.

•  $\eta_i$ : hỗn hợp nhiên liệu diesel- không khí là hỗn hợp không đồng nhất có giới hạn cháy rất rộng:  $0,4 - 0,5 < \lambda < 10$ . Khi tăng  $\lambda$ , ban đầu  $\eta_i$  tăng do hỗn hợp nhạt dần từ chế



**Hình 8-7.** Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ diesel

độ rất đậm và đạt cực đại với  $\lambda = 3,5 - 4$ , tại đây hỗn hợp cháy rất nhanh và cháy kiệt. Sau đó  $\eta_i$  giảm vì hỗn hợp tiến dần đến quá nhạt. Từ đồ thị  $\eta_i$  dễ dàng xác định được đồ thị  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ , hình

8-7, với  $\left(\frac{\eta_i}{\lambda}\right)_{\max}$  tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

- $\eta_v$ : tương tự như đã xét ở động cơ xăng, do tốc độ vòng quay  $n = \text{const}$  nên có thể coi  $\eta_v$  không thay đổi.

- $\eta_m$ : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \cdot \frac{\eta_i}{\lambda} \cdot \eta_v}. \text{ Tương tự như ở}$$

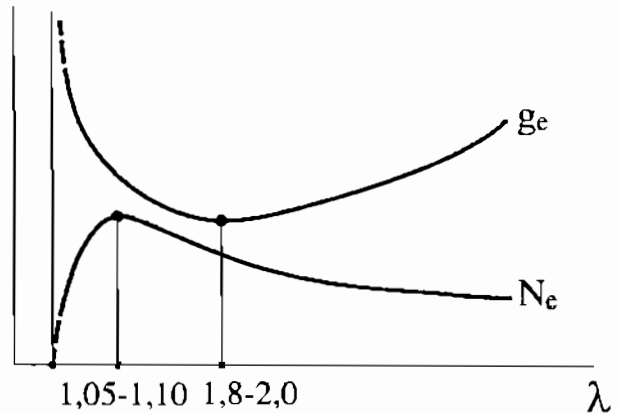
động cơ xăng có thể coi  $p_m = \text{const}$ . Do đó  $\eta_m$  có dạng tương tự như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ , hình 8-7, đạt cực đại tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

Với các biến thay đổi như đã trình bày, đặc tính điều chỉnh theo  $\lambda$  của động cơ diesel có dạng như sau.

- $N_e$ : theo công thức (8-7)  $N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$ . Do  $\eta_v$  và  $n$  không đổi nên  $N_e$  có dạng giống như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_m$ , đạt  $N_{e\max}$  tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ , hình 8-8.

- $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên thì  $g_e$  có dạng như trên hình 8-8, đạt  $g_{e\min}$  tại  $\lambda = 1,8 - 2,0$ .

Khi thay đổi tốc độ vòng quay ta sẽ được họ đặc tính điều chỉnh  $\lambda$ . Khi giảm tốc độ vòng quay (từ chế độ định mức) thời gian chu trình tăng nên thuận lợi cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy. Tuy nhiên, khi đó cường độ xoáy lốc của không khí trong xy lanh giảm nên có tác dụng ngược lại. Vì vậy rất khó xác định qui luật về ảnh hưởng của tốc độ vòng quay  $n$  đến đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  trong động cơ diesel nói chung mà phải khảo sát riêng tùy thuộc vào từng trường hợp động cơ cụ thể. Tương tự như ở động cơ xăng, các dữ liệu về  $\lambda_{N_{e\max}}$  và  $\lambda_{g_{e\min}}$  thu được khi thí nghiệm lấy đặc tính điều chỉnh trên động cơ mẫu sẽ được dùng để thiết kế và điều chỉnh hệ thống phun nhiên liệu của động cơ.



**Hình 8-8.** Đặc tính điều chỉnh  $\lambda$  của động cơ diesel



### 8.2.2 Đặc tính điều chỉnh $\varphi_s$

Đó là các quan hệ  $N_e$  và  $g_e$  phụ thuộc vào góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm  $\varphi_s$ . Đặc tính điều chỉnh theo  $\varphi_s$  được xây dựng trong phòng thí nghiệm trên động cơ mẫu dùng để đưa ra số liệu cụ thể nhằm thiết kế và điều chỉnh hệ thống đánh lửa cho động cơ.

#### 8.2.2.1 Động cơ xăng

Khi lấy đặc tính điều chỉnh góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$  phải giữ tốc độ vòng quay, vị trí van tiết lưu và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp (xem 8.2.1.1). Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

- $\eta_v$ : hệ số nạp phụ thuộc chủ yếu vào tốc độ vòng quay  $n$  và độ mở của van tiết lưu nên có thể coi như không đổi.

- $\eta_i$ : khi  $\varphi_s$  lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu  $\varphi_s$  nhỏ thì quá trình cháy kéo dài (tăng cấp nhiệt đẳng áp) nên  $\eta_i$  giảm. Tại  $\varphi_{stn}$  tốt nhất  $\eta_i$  đạt max, hình 8-9.

- $\eta_m$ : theo công thức (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

Với tốc độ vòng

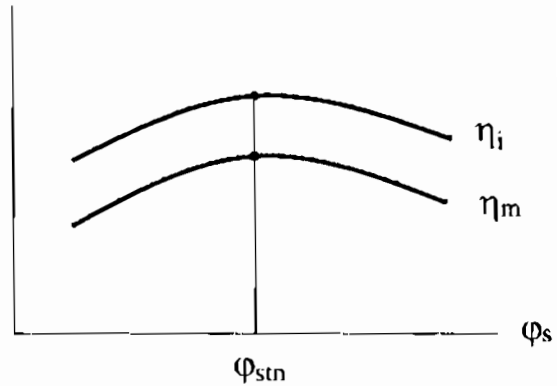
quay  $n$ , vị trí van tiết lưu, nhiệt độ làm mát và nhiệt độ dầu bôi trơn không đổi thì  $p_m = \text{const}$ . Như vậy  $\eta_m$  có dạng giống như  $\eta_i$  tức là cũng cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-9.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc đánh lửa sớm sẽ có dạng sau đây.

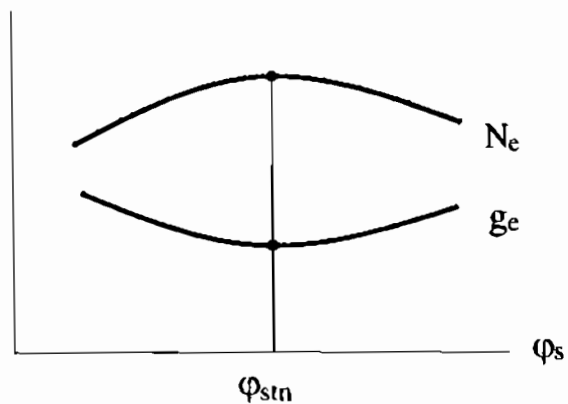
- $N_e$ : theo công thức (8-7)

$$N_e = k_2 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \eta_m n$$

Với những điều kiện và sự thay đổi của các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra  $N_e$  đạt cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-10.



**Hình 8-9.** Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ xăng



**Hình 8-10.** Đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  của động cơ xăng

•  $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên thì  $g_e$  cũng đạt  $g_{e\max}$  tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-10.

Như đã trình bày trong mục 4.3.3.2.e, khi tăng tốc độ vòng quay  $n$  thì phải tăng góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$ ; ngược lại, khi giảm  $n$  phải giảm  $\varphi_s$ .

Khi thay đổi tải, xem mục 4.3.3.2.f, cụ thể đóng bớt van tiết lưu phải tăng góc đánh lửa sớm  $\varphi_s$  và ngược lại, phải giảm  $\varphi_s$  khi mở rộng van tiết lưu.

### 8.2.2.2 Động cơ diesel

Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính điều chỉnh góc phun sớm  $\varphi_s$  trong động cơ diesel phải giữ tốc độ vòng quay  $n$  và tất cả các thông số điều chỉnh khác như hệ số dư lượng không khí  $\lambda$ , nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn... không đổi tại các giá trị phù hợp. Các biến số của đặc tính thay đổi như sau.

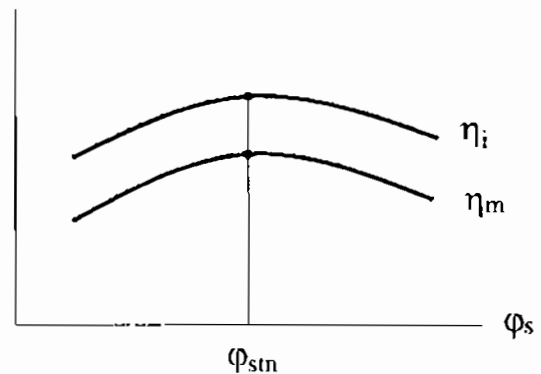
•  $g_{ct}$ : để giữ  $\lambda = \text{const}$  ta phải thay đổi  $g_{ct}$  cho phù hợp với hệ số nạp. Tuy nhiên hệ số nạp (xem mục 4.1.2.5) phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$ , nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới  $\Delta T$ ... nhưng ảnh hưởng lớn nhất là tốc độ vòng quay  $n$ . Vì  $n = \text{const}$  nên có thể coi như  $g_{ct}$  không đổi.

•  $\eta_i$ : tương tự như khi thay đổi góc đánh lửa trong động cơ xăng, khi góc phun sớm  $\varphi_s$  lớn thì quá trình cháy xảy ra sớm nên vừa cháy vừa nén sẽ làm tăng công nén. Ngược lại, nếu  $\varphi_s$  nhỏ thì quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở nên  $\eta_i$  giảm. Tại  $\varphi_{stn}$  tốt nhất  $\eta_i$  đạt max, hình 8-11.

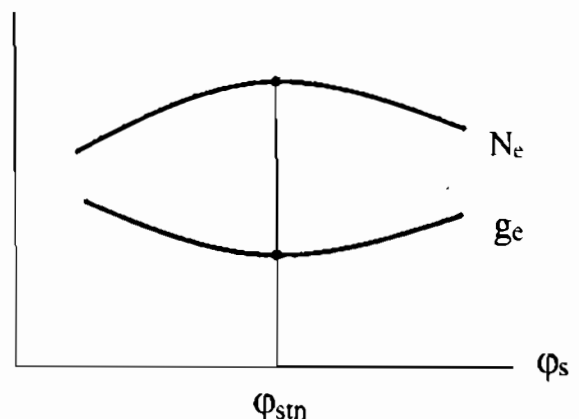
•  $\eta_m$ : theo công thức (8-16)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_1 g_{ct} \eta_i}$ . Với tốc độ vòng quay  $n$ , nhiệt độ làm mát và bôi trơn không đổi thì  $p_m = \text{const}$ . Như vậy  $\eta_m$  có dạng giống như  $\eta_i$ , tức là cũng cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-11.

Các đặc tính điều chỉnh theo góc phun sớm sẽ có dạng sau đây.

•  $N_e$ : theo công thức (8-14)  $N_e = k'_2 g_{ct} \eta_i \eta_m n$ . Với những điều kiện và sự thay đổi các biến đặc tính như trên dễ dàng suy ra  $N_e$  đạt cực đại tại  $\varphi_{stn}$ , hình 8-12.



Hình 8-11. Các biến số của đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ diesel



Hình 8-12. Đặc tính điều chỉnh  $\varphi_s$  trong động cơ diesel

- $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Với những diễn biến của  $\eta_i$  và  $\eta_m$  như trên

thì  $g_e$  cũng đạt  $g_{emin}$  tại  $\varphi_{sin}$ , hình 8-12.

Như đã trình bày trong mục 4.3.4.2.g, khi tăng tốc độ vòng quay  $n$  thì phải tăng góc phun sớm  $\varphi_s$ . Ngược lại, khi giảm  $n$  phải giảm  $\varphi_s$ .

Khi giảm  $g_{ct}$  (giảm tải), xem mục 4.3.4.2.f, phải giảm góc phun sớm  $\varphi_s$ . Ngược lại, khi tăng  $g_{ct}$  phải tăng  $\varphi_s$ .

### 8.3 Đặc tính tốc độ

Đặc tính tốc độ là đặc tính  $p_e$  ( $M_c$ ).  $N_e$ ,  $g_e$  và  $G_{nl}$  phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$  với những điều kiện nhất định về vị trí của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Những điều kiện đó sẽ được trình bày khi khảo sát từng đặc tính tốc độ cụ thể.

#### 8.3.1 Các đặc tính tốc độ

Có thể chia đặc tính tốc độ thành hai loại chính là đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận. Ngoài ra, động cơ diesel còn có một số đặc tính đặc thù.

##### 8.3.1.1 Đặc tính ngoài

Đặc tính ngoài là đặc tính tốc độ ứng với vị trí cung cấp nhiên liệu cực đại (để động cơ phát ra công suất lớn nhất). Đặc tính ngoài có các dạng sau.

##### a. Đặc tính ngoài tuyệt đối

Là đặc tính tốc độ với công suất có ích  $N_e$  luôn đạt giá trị giới hạn lớn nhất mà động cơ có thể đạt được ứng với mỗi chế độ tốc độ  $n$ .

Điều kiện xác lập đặc tính ngoài tuyệt đối như sau.

Từ (8-6) và (8-11) ta có:

$$p_e = k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v \left( 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v} \right)$$

Tại mỗi  $n$  xác định,  $N_e$  đạt max khi  $p_e$  max. Khi đó, theo (8-12) thì phải thoả mãn đồng thời các điều kiện  $\frac{\eta_i}{\lambda}$ ,  $\eta_v$  max và  $p_m$  min. Sau đây ta sẽ phân tích những điều kiện này một cách chi tiết hơn.

##### • $\eta_v$ max

Để đạt hệ số nạp lớn nhất có thể, động cơ phải có pha phối khí tốt nhất tại mọi tốc độ vòng quay  $n$ . Hiện nay đã có một số hãng ô tô sử dụng cơ cấu phối khí thay đổi pha phối khí tùy thuộc chế độ tốc độ của động cơ (xem 4.1.3.6 và 4.1.3.8). Ngoài ra, đối với động cơ xăng, để đạt điều kiện này thì van tiết lưu phải mở hoàn toàn.

- $\frac{\eta_i}{\lambda} \max$

Sự phụ thuộc của  $\eta_i$  và  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  vào  $\lambda$  đã được trình bày ở mục 8.2.1, có thể tóm tắt như sau.

- Động cơ xăng thông thường (trừ động cơ phun xăng trực tiếp) hình thành hỗn hợp bên ngoài xylanh có hỗn hợp đồng nhất với giới hạn cháy hẹp, hình 8-5. Quá trình cháy được coi là kinh tế nhất khi  $\eta_i$  đạt max với hệ số dư lượng không khí  $\lambda = 1,15 \div 1,20$ .

Trên cơ sở  $\eta_i = f(\lambda)$  người ta tìm được  $\frac{\eta_i}{\lambda} \max$  với  $\lambda = 0,80 \div 0,90$ .

- Động cơ diesel có hỗn hợp không đồng nhất với  $\lambda$  trong một giới hạn rất rộng (0,4-0,5 đến 10), hình 8-7,  $\eta_i$  đạt max tại  $\lambda = 3,5 - 4$  và  $\frac{\eta_i}{\lambda} \max$  tại  $\lambda = 1,05 - 1,10$ .

Các giá trị  $\lambda$  nêu trên chính là các giá trị yêu cầu đối với hệ thống cung cấp nhiên liệu của động cơ để đạt  $\frac{\eta_i}{\lambda} \max$ .

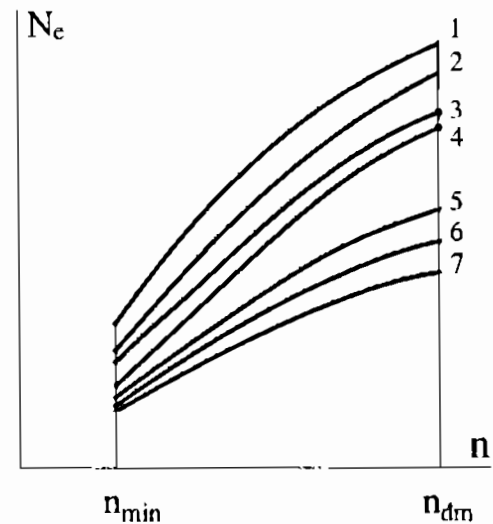
- $p_m \min$

Các bề mặt ma sát của động cơ phải được chế tạo sao cho ma sát là nhỏ nhất và chế độ bôi trơn là tốt nhất.

- Các yếu tố khác

Góc đánh lửa sớm hay góc phun sớm, nhiệt độ nước làm mát... đạt giá trị tối ưu.

Từ phân tích nêu trên ta đi đến nhận xét sau đây. Đặc tính ngoài tuyệt đối đối với động cơ xăng là đặc tính có thể gặp trong thực tế, vì nếu thoả mãn các điều kiện nói trên thì động cơ vẫn làm việc bình thường. Ngược lại, đối với động cơ diesel, khi  $\lambda = 1,05 \div 1,10$  trong khí thải có quá nhiều khói đen vì khói đen bắt đầu xuất hiện rõ rệt ngay khi  $\lambda = 1,3 \div 1,5$  tùy loại động cơ. Về nguyên tắc, động cơ không được phép làm việc trong vùng có khói đen. Vì vậy, đặc tính ngoài tuyệt đối của động cơ diesel không có ý nghĩa đối với thực tế sử dụng. Về thực chất, đặc tính ngoài tuyệt đối là đặc tính giới hạn những chế độ làm việc có thể có của động cơ, đường 1, hình 8-13.



**Hình 8-13.** Các loại đặc tính tốc độ

1: đặc tính ngoài tuyệt đối; 2: đặc tính giới hạn bơm cao áp; 3: đặc tính giới hạn khói đen; 4: đặc tính ngoài sử dụng; 5, 6, 7: đặc tính bộ phận

## b. Đặc tính ngoài sử dụng

Đặc tính ngoài sử dụng là đặc tính tốc độ của động cơ trong điều kiện sử dụng khi cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí sao cho động cơ phát ra công suất định mức  $N_{edm}$  ứng với tốc độ vòng quay định mức  $n_{dm}$ . Trong quá trình lấy đặc tính trên bảng thử công suất, cơ cấu điều khiển nhiên liệu luôn ở vị trí giới hạn lớn nhất.

Các thông số không nhất thiết phải đạt tối ưu tại mọi tốc độ vòng quay  $n$  như ở đặc tính ngoài. Riêng với động cơ diesel,  $\lambda \geq 1.3 \div 1.5$  (tùy từng loại động cơ) để bảo đảm không phát thải khói đen.

Vậy đặc tính ngoài sử dụng là *đặc tính giới hạn các chế độ làm việc bình thường trong thực tế sử dụng của động cơ*, từ đây về sau ta gọi vắn tắt là *đặc tính ngoài*. Đây là đặc tính quan trọng nhất của động cơ. Thông thường, nhà chế tạo động cơ cho đặc tính ngoài trong các tài liệu kỹ thuật đi kèm theo động cơ ở dạng đồ thị  $p_e(Me)$ ,  $N_e$  và  $g_c = f(n)$ .

### 8.3.1.2 Đặc tính bộ phận

Đặc tính bộ phận là đặc tính tốc độ ứng với các vị trí trung gian của cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu. Các điều kiện khác khi xác lập đặc tính cũng giống như đối với đặc tính ngoài sử dụng. Như vậy sẽ có vô số đặc tính bộ phận, đường 5, 6, 7 hình 8-13.

### 8.3.1.3 Các đặc tính tốc độ đặc thù của động cơ diesel

Ngoài những đặc tính nêu trên, trong động cơ diesel còn có một số đặc tính tốc độ đặc biệt sau đây.

#### a. Đặc tính giới hạn khói đen

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí ứng với bắt đầu xuất hiện khói đen tại mọi tốc độ vòng quay  $n$ . Như vậy, cơ cấu điều khiển nhiên liệu không cố định mà phải được điều chỉnh trong quá trình xây dựng đặc tính.

Điều kiện xác lập đặc tính như đối với đặc tính ngoài tuyệt đối, chỉ khác điều kiện về  $\lambda$ . Cụ thể là  $\lambda = \lambda_{\text{khói đen}}$ . Trong thực tế động cơ không được phép làm việc với đặc tính khói đen. Đặc tính khói đen vì vậy chỉ có ý nghĩa là đặc tính giới hạn về  $\lambda$  của động cơ diesel. Đặc tính ngoài (đường 4 hình 8-13) càng bám sát đặc tính khói đen (đường 3 hình 8-13) thì càng tận dụng được khả năng nâng cao tính hiệu quả (tăng  $p_e$ ) của động cơ.

#### b. Đặc tính giới hạn bơm cao áp

Là đặc tính tốc độ khi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu ở vị trí cực đại và không bị hạn chế. Như vậy, động cơ được cung cấp lượng nhiên liệu chu trình với khả năng lớn nhất của hệ thống cung cấp nhiên liệu. Thông thường khi đó đặc tính của động cơ vượt quá giới hạn khói đen, đường 2 hình 8-13. Như vậy, đặc tính giới hạn bơm cao áp cho ta biết khả năng quá tải về công suất và mômen ở từng chế độ tốc độ của động cơ.

Sau đây ta sẽ khảo sát tỷ mỉ các đặc tính tốc độ chủ yếu là đặc tính ngoài và đặc tính cục bộ cho động cơ xăng và động cơ diesel.

### 8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng

#### 8.3.2.1 Đặc tính ngoài

Khi lấy đặc tính ngoài, van tiết lưu mở hoàn toàn. Để thay đổi tốc độ động cơ phải thay đổi sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số chung trong các phương trình từ (8-6) đến (8-11) thay đổi cụ thể như sau.

- $\lambda$ : hệ số dư lượng không khí thay đổi ít vì động cơ xăng chủ yếu dùng phương pháp điều chỉnh lượng.

Tuy nhiên, nếu xét chi tiết đối với động cơ xăng dùng bộ chế hòa khí thì  $\lambda$  tăng một chút (nhạt dần) theo tốc độ  $n$  vì khi đó độ chân không ở họng tăng [3], hình 8-14. Còn đối với động cơ phun xăng thì có thể coi  $\lambda$  không đổi [3].

- $\eta_i$ : do cường độ rối của môi chất tăng tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình

cháy nên  $\eta_i$  tăng một chút, hình 8-14. Vì vậy có thể coi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  ít thay đổi, hình 8-14.

- $\eta_v$ : hệ số nạp đạt giá trị lớn nhất tương ứng với pha phối khí tối ưu (xem 4.1.3.8), hình 8-14.

- $\eta_m$ : xác định theo (8-11)

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_i \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$

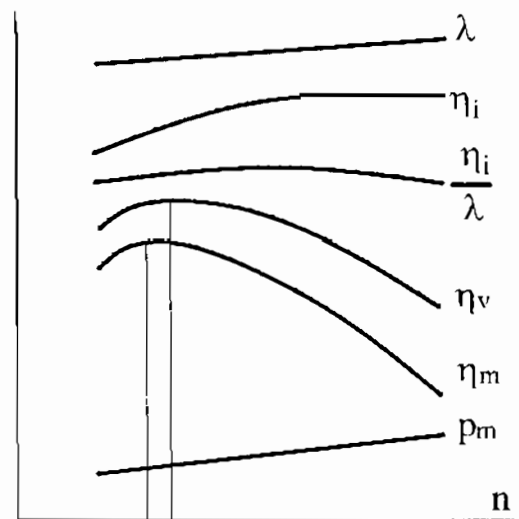
theo  $n$  (xem 5.2.1). Dạng của  $\eta_m$  sẽ có dạng của  $\eta_v$  nhưng cực đại chuyển dịch về bên trái, hình 8-14.

Trên cơ sở đó ta có thể phán đoán và phân tích hình dạng cụ thể của các đặc tính như sau.

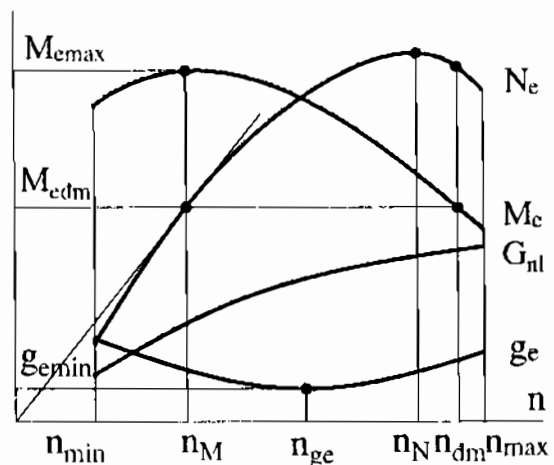
- $M_e$ : theo (8-8) và (8-6),  $M_e$  sẽ có dạng của  $\eta_v$  và  $\eta_m$  với cực đại nằm trung gian giữa hai cực đại của chúng, hình 8-15.  $M_e$  đạt max tại  $n_M$ . Gọi:

$$k = \frac{M_{e\max}}{M_{edm}} \quad (8-17)$$

là hệ số thích ứng và:



Hình 8-14. Các biến số thay đổi theo  $n$  trên đặc tính ngoài động cơ xăng



Hình 8-15. Đặc tính ngoài động cơ xăng

$$k_c = \frac{n_M}{n_{dm}} \quad (8-18)$$

là hệ số tốc độ.

Nhánh phải của đường mômen càng dốc thì hệ số thích ứng  $k$  càng lớn, tính ổn định của động cơ khi kéo máy công tác càng cao. Hệ số thích ứng của động cơ xăng khá lớn nằm trong khoảng  $1,4 \div 1,45$  nên tính ổn định rất cao, nói chung không cần bộ điều tốc trong dải tốc độ làm việc hoặc chỉ cần điều tốc hai chế độ cho các chế độ biên  $n_{min}$  và  $n_{max}$  mà thôi (xem mục 8.8).

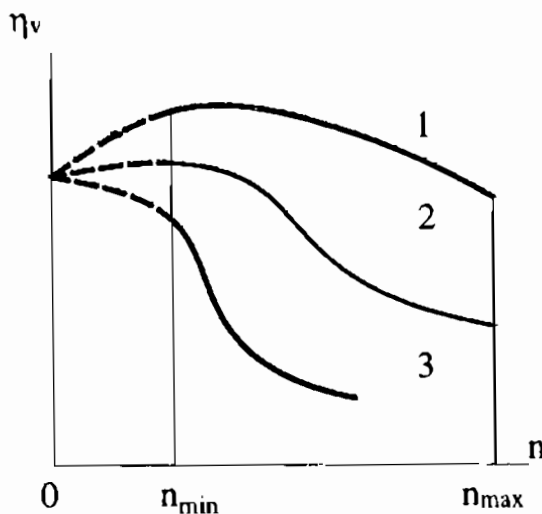
Hệ số tốc độ  $k_c$  cho ta biết vùng làm việc ổn định của động cơ. Hệ số tốc độ càng nhỏ thì vùng tốc độ làm việc càng rộng, điều khiển càng dễ dàng; ví dụ, nếu dùng trên các phương tiện vận tải thì hộp số chỉ cần ít cấp thôi. Động cơ xăng có  $k_c = 0,45 \div 0,55$ .

- $N_e$ : từ  $M_e$  ta có thể dễ dàng xây dựng được đặc tính  $N_e = kM_e n$  với  $k$  là hằng số, hình 8-8, đạt max tại  $n_N$ . Tại đây trên đường  $N_e$  ta có  $\tan \alpha = \frac{N_e}{n} = kM_{e_{max}}$  nên tại đó  $\alpha$  đạt giá trị cực đại  $\alpha_{max}$ , hình 8-15.

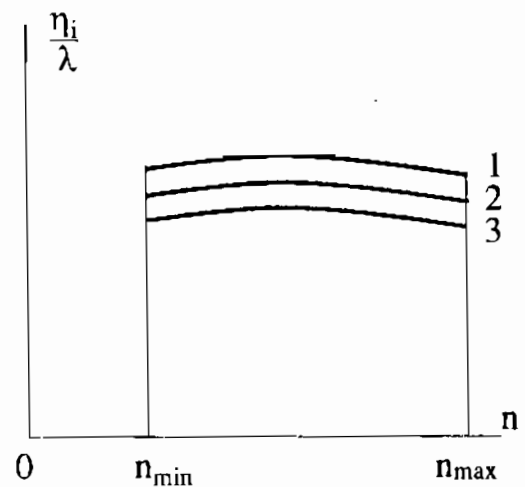
- $g_e$ : xác định theo (8-9). Ban đầu tích  $\eta_i \eta_m$  tăng nên  $g_e$  giảm, đạt cực tiểu tại  $n_{ge}$  sau đó tăng vì tích  $\eta_i \eta_m$  giảm do  $\eta_m$  giảm nhanh hơn, hình 8-15.

- $G_{nl}$ : xác định theo (8-10) có dạng quyết định bởi  $\frac{\eta_v}{\lambda}$ , hình 8-15.

### 8.3.2.2 Đặc tính bộ phận



**Hình 8-16.** Hệ số nạp khí thay đổi tải  
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



**Hình 8-17.**  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  khi thay đổi tải  
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

Từ đặc tính ngoài giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải đóng nhỏ dần van tiết lưu. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.

- $\eta_v$ : giảm rất nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu, hình 8-16. Đường 1 là đường đặc tính ngoài ứng với toàn tải, đường 2 ứng với tải trung bình, đường 3 ứng với tải nhỏ. Các đường đều hội tụ về một điểm chung trên trục tung, vì khi tốc độ  $n$  bằng không thì tiết lưu không còn tác dụng nữa.

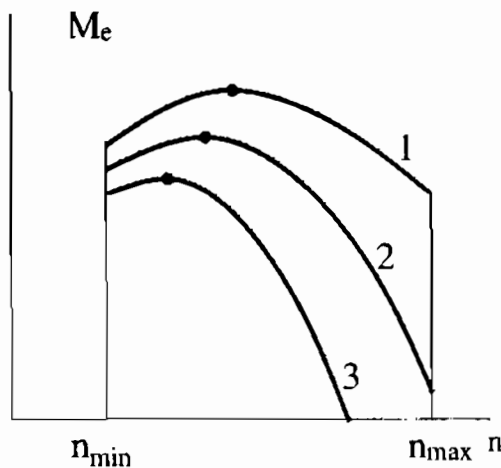
- $\frac{\eta_i}{\lambda}$ : do  $\gamma_r$  tăng nhanh khi

đóng dần van tiết lưu nên  $\eta_i$  giảm, trong khi  $\lambda$  thay đổi ít nên  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  giảm, hình 8-17.

- $\eta_m$ : xác định theo (8-11)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ . Khi đóng dần van tiết lưu,  $p_m$  tăng,

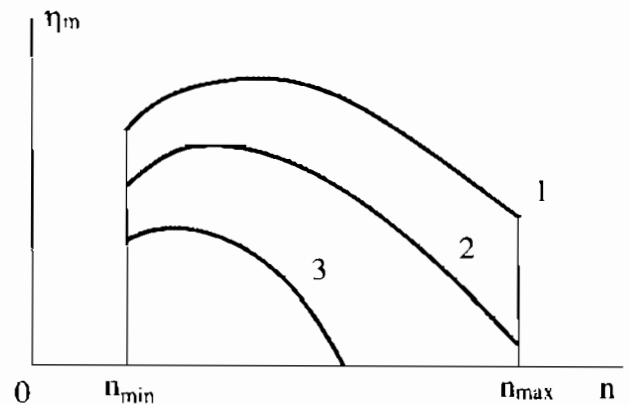
$\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_v$  giảm nên  $\eta_m$  cũng giảm và càng giảm nhanh khi tải càng nhỏ, hình 8-18.

Trên cơ sở phân tích trên, diễn biến các đặc tính bộ phận của động cơ xăng cụ thể như sau.



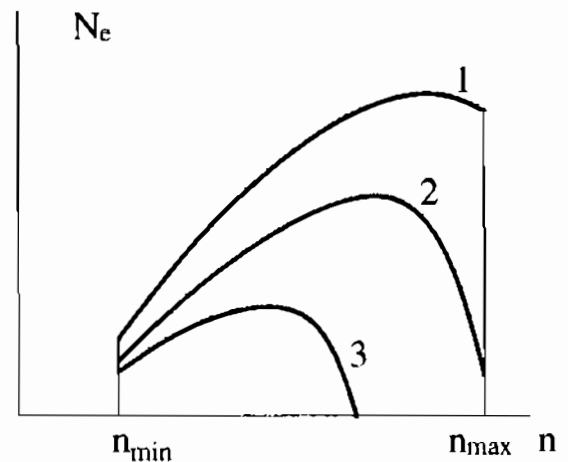
**Hình 8-19.** Đặc tính bộ phận động cơ xăng  $M_e$

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



**Hình 8-18.**  $\eta_m$  khi thay đổi tải

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



**Hình 8-20.** Đặc tính bộ phận động cơ xăng  $N_e$

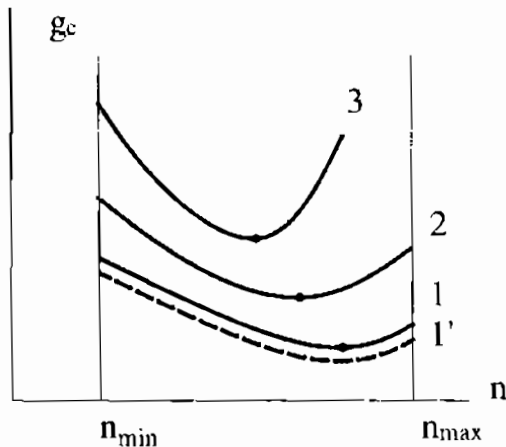
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



- $M_e$ : xác định theo (8-6) và (8-8). Mô men  $M_e$  giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đường mômen càng dốc, chế độ làm việc càng ổn định, hình 8-19.

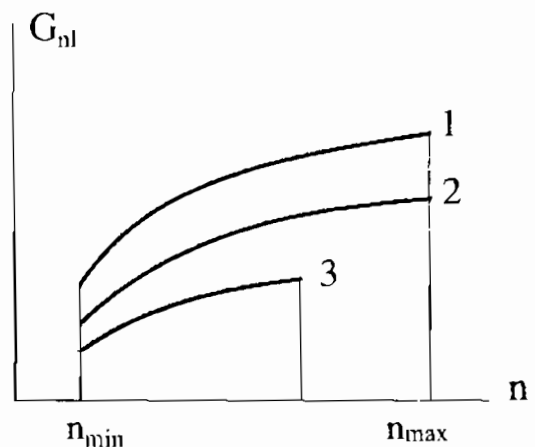
- $N_e$ : xây dựng từ  $M_e$ , hình 8-20.

- $g_c$ : xác định theo (8-9). Do  $\eta_i$  giảm và  $\eta_m$  giảm nhanh khi càng đóng nhỏ van tiết lưu nên các đặc tính bộ phận cao lên và có độ võng càng lớn, hình 8-21. Nếu hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì hòa khí bớt đậm khi giảm tải nên  $\eta_i$  tăng, do đó tích  $\eta_i \eta_m$  lớn nhất và  $g_c$  nhỏ nhất tại đường 1' sau toàn tải một chút, hình 8-21.



**Hình 8-21.** Đặc tính bộ phận động cơ xăng  $g_c$

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



**Hình 8-22.** Đặc tính bộ phận động cơ xăng  $G_{nl}$

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

- $G_{nl}$ : xác định theo (8-10). Do  $\lambda$  thay đổi ít nhưng  $\eta_v$  giảm nhanh khi giảm tải nên các đường bộ phận càng hạ xuống dưới so với đặc tính ngoài (đường 1), hình 8-22.

### 8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel

#### 8.3.2.1 Đặc tính ngoài

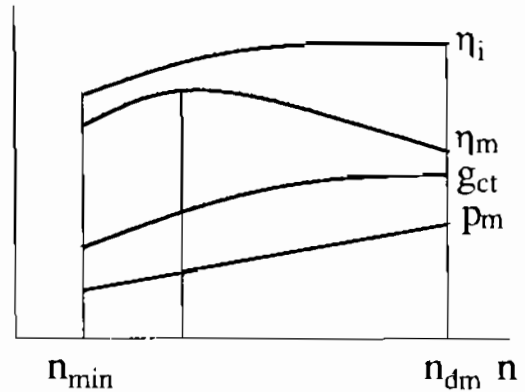
Tương tự như ở động cơ xăng, khi lấy đặc tính ngoài thì cơ cấu điều khiển nhiên liệu được cố định ở vị trí giới hạn lớn nhất và thay đổi tốc độ vòng quay bằng cách điều chỉnh sức cản của băng thử.

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số đặc tính trong các phương trình (8-13) đến (8-16) thay đổi như sau, hình 8-23.

- $g_{ct}$ : xét một ví dụ là bơm cao áp kiểu Bosch - loại bơm hiện còn đang sử dụng khá phổ biến cho động cơ diesel - nếu không có kết cấu đặc biệt (xem 8.9.2.3) thì  $g_{ct}$  có đặc tính thường tăng một chút theo tốc độ vòng quay do ảnh hưởng của tiết lưu, mặc dù cơ cấu điều khiển nhiên liệu ở vị trí cố định (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong).

•  $\eta_i$ : khi tăng tốc độ vòng quay (trong vùng làm việc của động cơ  $n_{\min}$  -  $n_{\max}$ ) thì chuyển động rối của môi chất trong quá trình nén và hình thành hỗn hợp tăng lên, đồng thời nhiệt mất mát trong quá trình nén giảm. Tất cả những ảnh hưởng đó dẫn tới quá trình cháy được cải thiện nên  $\eta_i$  tăng một chút. Tuy nhiên tốc độ tăng  $\eta_i$  giảm dần vì thời gian giành cho quá trình hình thành hỗn hợp và cháy giảm, cháy tốt tăng nên hiệu quả sinh công giảm dần.

•  $\eta_m$ : tương tự như  $\eta_m$  theo công thức (8-11)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k_i \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$  áp dụng



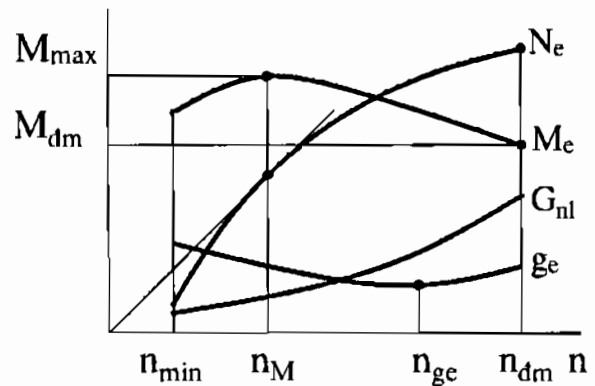
Hình 8-23. Các biến số trên đặc tính ngoài động cơ diesel

cho động cơ xăng đã xét ở mục 8.3.2.1, nay ta dùng công thức (8-16)  $\eta_m = 1 - \frac{P_m}{k'_i g_{ct} \eta_i}$  áp

dụng cho động cơ diesel. So sánh hai trường hợp ta có thể thấy  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  và  $\eta_i$  có vai trò tương tự như nhau vì cùng thay đổi ít. Sự khác biệt chính là ở  $\eta_v$  và  $g_{ct}$ : trong khi  $\eta_v$  tăng rồi đạt cực đại ở tốc độ vòng quay ứng với góc phối khí tốt nhất rồi giảm đáng kể (xem 4.1.3.8) thì  $g_{ct}$  lại có thể tăng một chút theo tốc độ vòng quay. Vì vậy,  $\eta_m$  của động cơ diesel thoải hơn nhiều so với  $\eta_m$  của động cơ xăng.

Từ đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính ngoài của động cơ diesel như sau.

•  $M_e$ : theo công thức (8-13) và (8-8),  $M_e$  ban đầu tăng do cả  $g_{ct}$ ,  $\eta_i$  và  $\eta_m$  đều tăng, sau khi đạt cực đại thì giảm dần do  $\eta_m$  giảm nhưng chậm hơn so với  $M_e$  của động cơ xăng chủ yếu do  $\eta_m$  thoải hơn, hình 8-24. Hệ số thích ứng  $k$  theo công thức (8-17) do đó nhỏ hơn, chỉ khoảng 1,10-1,15 nên tính ổn định của động cơ với máy công tác kém hơn. Còn hệ số tốc độ tính theo công thức (8-18) nằm trong khoảng 0,55 - 0,70 tức là vùng làm việc ổn định cũng hẹp hơn.



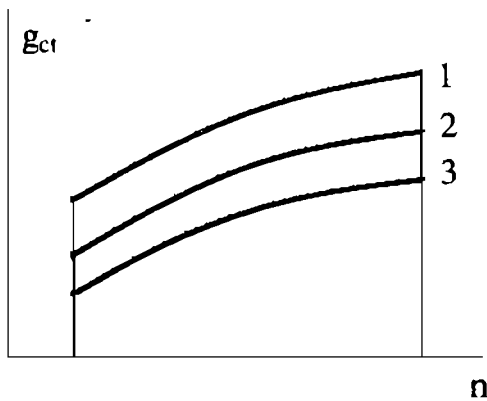
Hình 8-24. Đặc tính ngoài động cơ diesel

•  $N_e$ : theo công thức (8-14) ta dễ dàng suy ra dạng của  $N_e$ . Do  $M_e$  rất thoải nên  $N_e$  tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc tức là không đạt cực đại tại đây mà trong vùng khởi đen cách khá xa tốc độ  $n_{dm}$ , hình 8-24.

- $g_c$ : theo công thức (8-9)  $g_c$  cũng có dạng giống như ở động cơ xăng, tuy nhiên ít vồng hơn (thoải hơn) chủ yếu vì  $\eta_m$  thoải hơn, hình 8-24.
- $G_{nl}$ : theo công thức (8-15) ta có thể dễ dàng xác định được dạng của  $G_{nl}$ , hình 8-24.

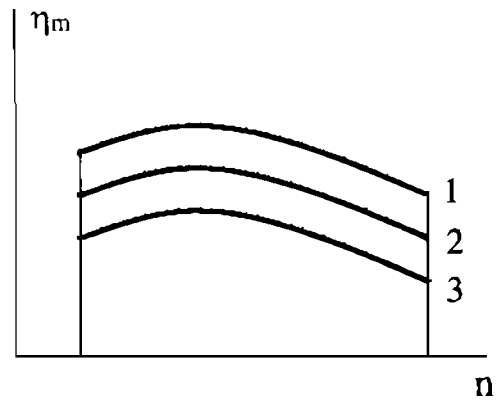
### 8.3.2.2 Đặc tính bộ phận

Từ chế độ toàn tải (đặc tính ngoài) giảm tải để chuyển về chế độ tải bộ phận phải dịch chuyển cơ cấu điều khiển nhiên liệu về vị trí giảm cung cấp nhiên liệu và giữ cố định ứng với mỗi đặc tính bộ phận. Tại mỗi một tốc độ vòng quay xác định, các biến số thay đổi như sau.



**Hình 8-25.**  $g_{c1}$  trên đặc tính bộ phận động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



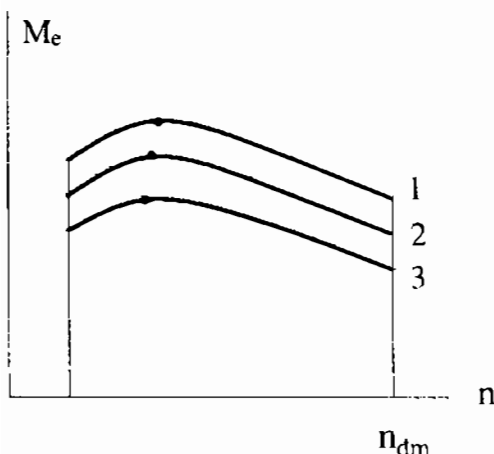
**Hình 8-26.**  $\eta_m$  trên đặc tính bộ phận động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

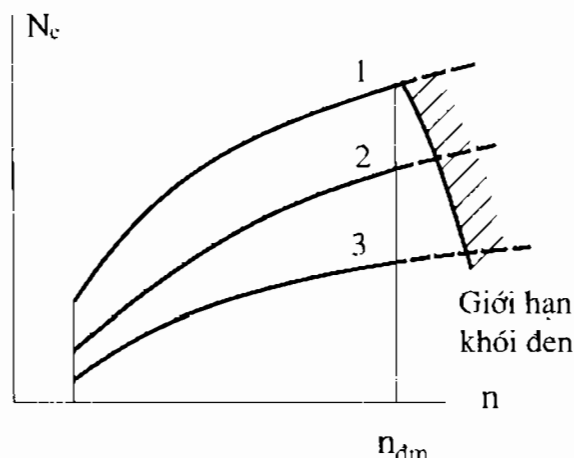
- $g_c$ : dạng của  $g_c$  giống như ở đặc tính ngoài nhưng giảm khi giảm tải, hình 8-25.
- $\eta_i$ : khi giảm tải, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  tăng (vì  $g_c$  giảm). Theo đặc tính  $\eta_i(\lambda)$ , hình 8-5, thì  $\eta_i$  tăng một chút rồi giảm nhưng thay đổi không nhiều.
- $\eta_m$ : theo công thức (8-16) thì khi giảm tải  $g_c$  giảm là nhân tố quyết định làm giảm  $\eta_m$  nhưng giữ dạng giống đặc tính ngoài, hình 8-26.

Trên cơ sở đó ta đi xây dựng và phân tích đặc tính bộ phận của động cơ diesel như sau.

- $M_c$ : theo công thức (8-13) và (8-8) thì  $M_c$  giảm khi giảm tải chủ yếu do  $g_c$  và  $\eta_m$  giảm còn  $\eta$  thay đổi ít. Ngoài ra, do dạng của  $g_c$  và  $\eta_m$  khi thay đổi tải giống nhau nên dạng  $M_c$  ở đặc tính bộ phận giống dạng  $M_c$  ở đặc tính ngoài, hình 8-27. Nói cách khác, đặc tính bộ phận  $M_c$  của động cơ diesel đều rất thoải nên tính ổn định với máy công tác kém ở mọi chế độ tải trọng. Vì vậy động cơ diesel phải có điều tốc để giữ ổn định tốc độ vòng quay  $n$ .



**Hình 8-27.** Đặc tính bộ phận  $M_e$  động cơ diesel

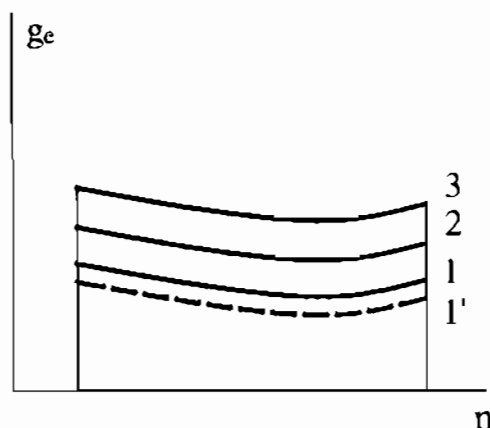


**Hình 8-28.** Đặc tính bộ phận  $N_e$  động cơ diesel

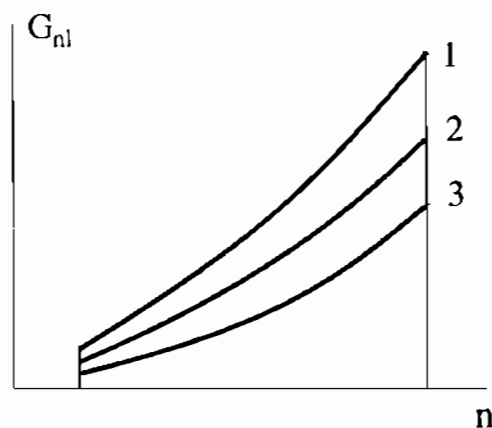
1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ

- $N_e$ : theo công thức (8-14) có thể dễ dàng suy ra dạng của  $N_e$ . Do  $M_e$  ở chế độ bộ phận cũng rất thoải nên  $N_e$  đều tăng nhanh trong vùng tốc độ làm việc và cực đại trong vùng khói đen cách khá xa tốc độ  $n_{dm}$ , hình 8-28.

- $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e$  ở chế độ bộ phận lớn hơn so với ở chế độ đặc tính ngoài vì  $\eta_i$  thay đổi ít và  $\eta_m$  giảm. Dạng của  $g_e$  cũng giống với đặc tính ngoài, hình 8-29. Cần lưu ý là khi giảm tải từ toàn tải,  $\lambda$  tăng và ban đầu  $\eta_i$  tăng một chút, hình 8-5, nên có một vị trí cơ cấu điều khiển nhiên liệu tương ứng với tải nhỏ hơn toàn tải một chút mà tại



**Hình 8-29.** Đặc tính bộ phận  $g_e$  động cơ diesel



**Hình 8-30.** Đặc tính bộ phận  $G_{nl}$  động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 1': tải ứng với  $g_e$  nhỏ nhất

đó tích  $\eta_i \eta_m$  max nên  $g_c$  thực sự nhỏ nhất, đường 1' trên hình 8-29.

- $G_{nl}$ : theo công thức (8-15) có thể dễ dàng xác định đặc tính của  $G_{nl}$ , hình 8-30.

## 8.4 Đặc tính chân vịt

### 8.4.1 Khái niệm chung

Đặc tính chân vịt của động cơ là đặc tính tốc độ khi động cơ kéo chân vịt tàu thủy, bao gồm các đặc tính  $N_e$ ,  $M_e$ ,  $g_c$  và  $G_{nl}$  phụ thuộc vào tốc độ vòng quay  $n$ .

Khi động cơ kéo chân vịt ở chế độ ổn định, công suất của động cơ cân bằng với công suất cản của chân vịt. Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi chân vịt quay trong nước, công suất cản của chân vịt có thể coi là một hàm bậc ba của tốc độ chân vịt như thể hiện trong (8-2):

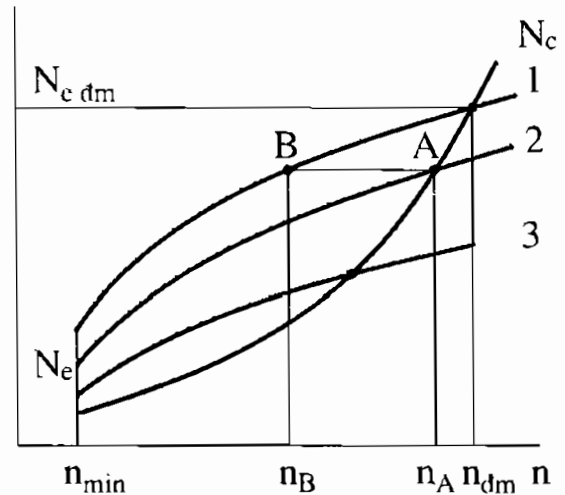
$$N_c = kn^3$$

với  $k$  là một hằng số.

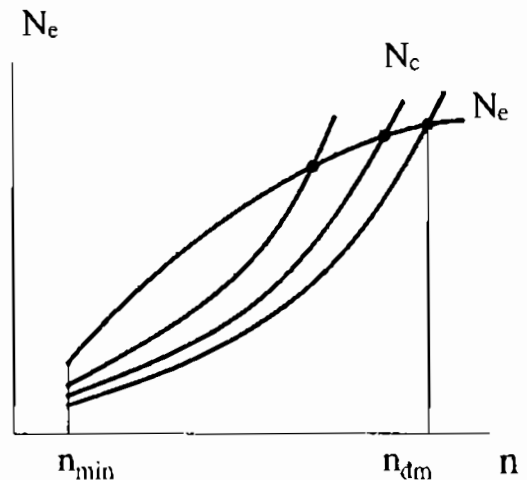
Chế độ làm việc của động cơ với chân vịt khi đó là các điểm cắt nhau giữa các đường đặc tính công suất động cơ và công suất cản của chân vịt, khi đó  $N_c = N_e$ , hình 8-31. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt nằm trên đường công suất cản theo công thức (8-2). Để thay đổi tốc độ của hệ thống (nhằm thay đổi tốc độ của tàu) phải thay đổi vị trí của cơ cấu điều khiển nhiên liệu. Như vậy, trừ ở tốc độ định mức động cơ làm việc ở một điểm trên đặc tính ngoài (đường 1), còn lại động cơ đều làm việc ở đặc tính bộ phận (các đường 2, 3) với tính kinh tế không cao (suất tiêu hao nhiên liệu lớn), hình 8-21 (động cơ xăng) và hình 8-29 (động cơ diesel).

Để khắc phục nhược điểm này, người ta sử dụng những biện pháp sau đây.

- Dùng bộ truyền để thay đổi tốc độ của chân vịt. Ví dụ, hình 8-31, theo yêu cầu của tàu, chân vịt cần phải làm việc ở điểm A với tốc độ  $n_A$ . Với bộ truyền, động cơ làm việc ở điểm B với tốc độ  $n_B$  trên đường đặc tính ngoài nên có tính kinh tế cao hơn.



Hình 8-31. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt



Hình 8-32. Chế độ làm việc của động cơ kéo chân vịt có bước xoắn thay đổi

- Dùng chân vịt có bước xoắn thay đổi. Với kết cấu này đặc tính cản của chân vịt sẽ thay đổi (k trong công thức 8-2 thay đổi) phụ thuộc vào bước xoắn của nó. Tập hợp các điểm làm việc của hệ thống động cơ-chân vịt sẽ nằm trên đặc tính ngoài của động cơ với tính kinh tế cao, đường 1, hình 8-32.

- Dùng nhiều động cơ kéo chân vịt. Khi tốc độ của tàu nhỏ có thể chỉ cần một động cơ làm việc. Chỉ khi cần chạy hết tốc lực mới cần toàn bộ số động cơ cùng kéo chân vịt. Như vậy, các động cơ luôn làm việc ở chế độ tải lớn với tính kinh tế cao.

Sau đây ta sẽ xét đặc tính chân vịt cụ thể của động cơ xăng và diesel. Để đơn giản, ta chỉ xét trường hợp động cơ kéo trực tiếp chân vịt có bước xoắn cố định.

#### 8.4.2 Đặc tính chân vịt động cơ xăng

Như trên đã trình bày, khi thay đổi tốc độ vòng quay chân vịt phải thay đổi vị trí van tiết lưu điều chỉnh lượng hỗn hợp nạp vào xy lanh. Khi đó các biến số của các đặc tính biến đổi như sau.

- $\eta_v$ : khi tăng n phải mở rộng van tiết lưu nên sức cản đường nạp giảm nhanh chóng, hệ số nạp tăng, hình 8-33.

- $\eta_i$ : do mở rộng van tiết lưu nên hệ số khí sót giảm (hỗn hợp sạch hơn), quá trình cháy được cải thiện nên  $\eta_i$  tăng. Tuy nhiên, trong vùng làm việc của động cơ thì  $\eta_i$  thay đổi không nhiều, hình 8-33. Đối với động cơ xăng điều chỉnh lượng nên hệ số  $\lambda$  thay đổi ít, vì vậy có thể coi như  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  không đổi.

- $\eta_m$ : theo công thức (8-11)  

$$\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_l \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$$
 , một mặt  $p_m$  tăng theo

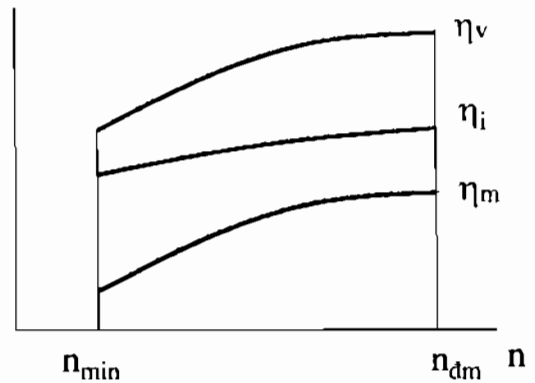
tốc độ trung bình của piston, mặt khác do mở rộng van tiết lưu nên sức cản giảm,  $p_m$  thay đổi không nhiều. Vậy chỉ còn  $\eta_v$  đóng vai trò quyết định làm tăng  $\eta_m$ , hình 8-33.

Trên cơ sở đó ta đi khảo sát đặc tính chân vịt động cơ xăng như sau.

- $N_e$ : công suất có ích  $N_e$  được thể hiện là một parabol bậc 3 theo công thức (8-2) trên hình 8-34.

- $M_e$ : từ công thức (8-2) ta dễ dàng suy ra mô men  $M_e$ , hình 8-34, là một hàm bậc 2 của tốc độ vòng quay:

$$M_e = k_M n^2 \text{ với } k_M \text{ là hằng số.}$$

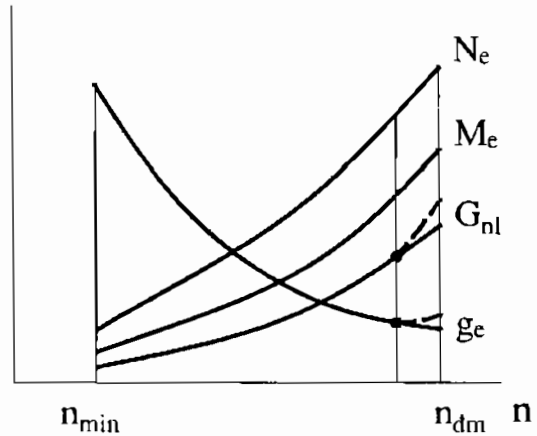


Hình 8-33. Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ xăng

•  $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ , do cả  $\eta_i$  và  $\eta_m$  đều tăng nên  $g_e$  giảm, liên tục khi tăng tốc độ  $n$ , hình 8-34.

•  $G_{nl}$ : theo công thức (8-10)  $G_{nl} = k_5 \frac{\eta_i}{\lambda} n$ , dễ dàng suy ra  $G_{nl}$  tăng theo tốc độ vòng quay  $n$  và có dạng như trình bày trên hình 8-34.

Nếu như hệ thống nhiên liệu của động cơ có hệ thống làm đậm để động cơ phát ra công suất cao từ chế độ tải lớn đến toàn tải [3], do hỗn hợp đậm hơn (hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm) nên  $\eta_i$  giảm đôi chút kéo theo cả  $\eta_m$  cũng giảm. Kết quả là dạng của  $g_e$  và  $G_{nl}$  có thay đổi, cụ thể là  $g_e$  và  $G_{nl}$  tăng ở giai đoạn làm đậm, đường --- hình 8-34 (cần chú ý là, dạng của  $M_e$  và  $N_e$  không đổi theo đặc tính căn của chân vịt).



**Hình 8-34.** Đặc tính chân vịt động cơ xăng

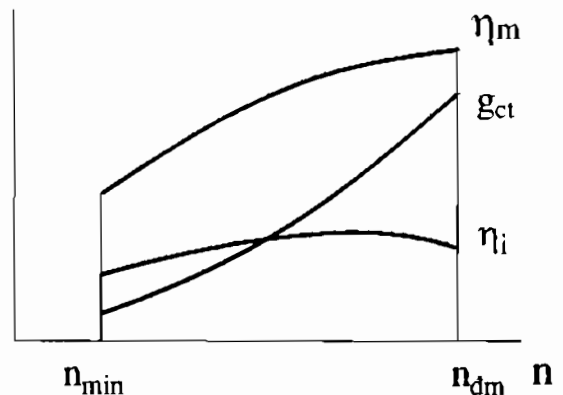
### 8.4.3 Đặc tính chân vịt động cơ diesel

Khi tăng tốc độ vòng quay  $n$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau.

•  $g_{ct}$ : để tăng  $n$  đòi hỏi phải cung cấp thêm nhiên liệu nên  $g_{ct}$  tăng nhanh, hình 8-35.

•  $\eta_i$ : do  $g_{ct}$  tăng trong khi lượng không khí nạp (tỷ lệ với hệ số nạp) nói chung giảm theo tốc độ vòng quay  $n$  (xem hình 4-7) nên hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm. Hòa khí ban đầu bốc nhát nên cháy tốt hơn dẫn tới  $\eta_i$  tăng sau đó giảm một chút vì hòa khí đậm làm cho quá trình cháy kéo dài, hình 8-35 (xem 8.6.1.2). Tuy nhiên, sự thay đổi của  $\eta_i$  trong vùng làm việc của động cơ khá nhỏ.

•  $\eta_m$ : theo công thức (8-16)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k'_i g_{ct} \eta_i}$ . Qua thực nghiệm người ta thấy rằng  $\frac{p_m}{\eta_i}$  có tăng ( $p_m$  tăng bậc nhất với  $n$  và  $\eta_i$  tăng rồi giảm một chút như nói ở trên) nhưng do  $g_{ct}$  tăng nhanh hơn nên  $\eta_m$  cũng tăng, hình 8-35.



**Hình 8-35.** Các biến số trên đặc tính chân vịt động cơ diesel

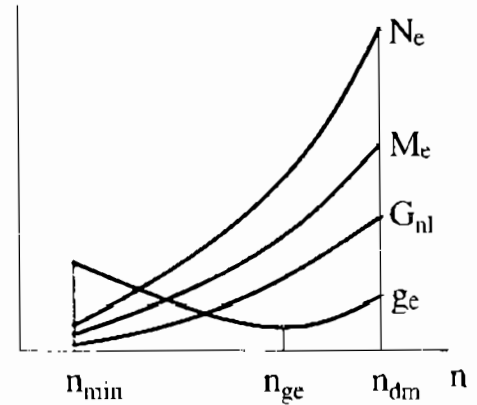
Từ đó ta có thể phân tích đặc tính chân vị của động cơ diesel như sau.

- $M_e$  và  $N_e$ : tỷ lệ bậc 2 và bậc 3 đối với  $n$  (tương tự như đã trình bày ở động cơ xăng mục 8.4.2), hình 8-36.

- $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ ,

do  $\eta_m$  tăng và  $\eta_i$  tăng một chút rồi giảm nên  $g_e$  sẽ đạt cực tiểu  $g_{emin}$  ứng với  $(\eta_i, \eta_m)_{max}$  tại  $n_{ge} < n_{dm}$ , hình 8-36. Điều này khác với ở động cơ xăng.

- $G_{nl}$ : theo công thức (8-15)  $G_{nl} = k'_5 g_{ei} n$  ta có thể dễ dàng suy ra đặc tính của  $G_{nl}$ , hình 8-36.



**Hình 8-36.** Đặc tính chân vị động cơ diesel

## 8.5 Đặc tính tải

Đặc tính tải biểu thị mối quan hệ của  $g_e$ ,  $G_{nl}$  theo  $N_e$ ,  $M_e$  hay  $p_e$  khi giữ tốc độ vòng quay  $n$  bằng hằng số. Khi lấy đặc tính tải phải thay đổi cơ cấu điều khiển cung cấp nhiên liệu để động cơ phát ra công suất khác nhau nhưng phải điều chỉnh sức cản của băng thử để giữ tốc độ động cơ không đổi. Đặc tính tải cũng là một đặc tính quan trọng của động cơ, đặc biệt là đối với những động cơ thường làm việc ở miền tốc độ vòng quay hẹp như động cơ tàu thủy hoặc tốc độ không đổi ví dụ như máy phát điện.

### 8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng

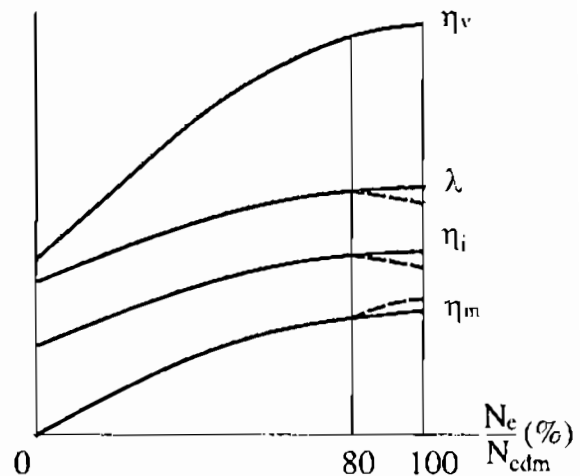
Để tăng tải phải mở rộng van tiết lưu, khi đó các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- $\eta_v$ : hệ số nạp tăng vì sức cản đường nạp giảm, hình 8-37.

- $\frac{\eta_i}{\lambda}$

Trong động cơ dùng bộ chế hòa khí, khi tăng tải,  $\lambda$  tăng (hòa khí nhạt dần [3]), hình 8-37. Mặt khác, hệ số khí sót  $\gamma_r$  giảm

khi tăng tải nên hỗn hợp sạch hơn, quá trình cháy được cải thiện  $\eta_i$  tăng. Nếu động cơ có làm đậm để động cơ phát ra công suất cao thì quá trình cháy kéo dài làm cho  $\eta_i$  giảm một chút có dạng như đường --- (hình 8-37). Tuy nhiên, trong vùng làm việc của động cơ thì  $\eta_i$  thay đổi ít. Do đó, có thể coi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  thay đổi ít.



**Hình 8-37.** Các biến số trên đặc tính tải động cơ xăng



Trong động cơ phun xăng (gián tiếp),  $\lambda$  không đổi ở hầu hết các chế độ tải. Tương tự như động cơ dùng bộ chế hòa khí,  $\eta_i$  cũng tăng khi mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nhưng thay đổi ít trong miền làm việc của động cơ. Do đó, cũng có thể coi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  thay đổi ít.

- $\eta_m$ : hiệu suất cơ khí xác định theo công thức (8-11)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k_1 \frac{\eta_i}{\lambda} \eta_v}$ , do

$n = \text{const}$  và mở rộng van tiết lưu khi tăng tải nên  $p_m$  giảm, trong khi  $\frac{\eta_i}{\lambda}$  thay đổi ít và  $\eta_v$  tăng dẫn tới  $\eta_m$  tăng. Đối với động cơ có làm đậm để tăng công suất từ tải lớn đến toàn tải thì  $\eta_v$  tăng (do mở rộng van tiết lưu) nhưng không nhiều, mặt khác  $\eta_i$  lại giảm chút ít nên tích  $\eta_i \eta_v$  tăng ít, trong khi đó thì  $\lambda$  lại giảm đáng kể, vì thế nên  $\eta_m$  tăng có dạng như đường --- hình 8-37.

Trên cơ sở đó chúng ta phân tích đặc tính tải động cơ xăng dưới đây.

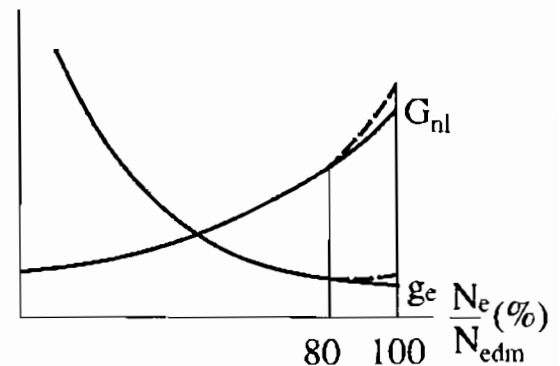
- $g_c$ : theo công thức (8-9)

$$g_c = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}, \text{ tại chế độ không tải } N_e = 0$$

nên  $g_c = \infty$ . Khi tăng tải, tích  $\eta_i \eta_m$  tăng nên  $g_c$  giảm dần và nếu có làm đậm thì  $g_c$  tăng một chút có dạng như đường --- trên hình 8-38.

- $G_{nl}$ : theo công thức (8-10)

$G_{nl} = k, \frac{\eta_v}{\lambda} n$  có thể dễ dàng suy ra dạng của  $G_{nl}$ , hình 8-38, và nếu như hệ thống nhiên liệu có làm đậm thì  $G_{nl}$  sẽ có dạng như đường --- trên hình 8-38.



Hình 8-38. Đặc tính tải động cơ xăng

### 8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel

Khi tăng tải trong điều kiện  $n = \text{const}$ , các biến số đặc tính thay đổi như sau.

- $g_{ct}$ : để tăng tải phải tác động lên cơ cấu điều khiển nhiên liệu để tăng  $g_{ct}$ , hình 8-39. Tuy nhiên,  $N_e$  không tăng mãi theo  $g_{ct}$  vì hỗn hợp ngày càng đậm, quá trình cháy thiếu không khí nên động cơ xả ra khói đen ngày một trầm trọng. Từ một giá trị  $g_{ct}$  nào đó ứng với  $N_{e\max}$  trở đi, khi tăng  $g_{ct}$  thì  $N_e$  giảm, hình 8-39.

- $\eta_i$ : khi  $g_{ct}$  tăng, hệ số dư lượng không khí  $\lambda$  giảm, ban đầu từ rất nhạt (không tải) trở về bớt nhạt nên  $\eta_i$  tăng, đạt cực đại rồi giảm vì hỗn hợp đậm (phun và cháy kéo dài), hình 8-39 (xem 8.6.1.2).

- $\eta_m$ : theo công thức (8-16)  $\eta_m = 1 - \frac{p_m}{k' g_{ct} \eta_i}$ . Do  $n = \text{const}$  nên có thể coi như  $p_m = \text{const}$  (xem mục 5.2.1 và công thức 5-13) nếu bỏ qua ảnh hưởng của các thông số

khác như nhiệt độ làm mát, nhiệt độ dầu bôi trơn. Như vậy sự thay đổi của  $\eta_m$  chỉ phụ thuộc vào tích  $g_{ct}\eta_i$ . Ban đầu  $\eta_m$  tăng nhanh do  $g_{ct}$  và  $\eta_i$  đều tăng nhưng sau đó tăng chậm dần dần vì  $\eta_i$  giảm. Sau khi đạt cực đại  $\eta_m$  sẽ giảm dần vì  $\eta_i$  giảm mạnh do hỗn hợp quá đậm khi λ rơi vào vùng khói đen, hình 8-39.

Trên cơ sở diễn biến của các biến số, đặc tính tải của động cơ diesel có dạng như sau.

- $g_e$ : theo công thức (8-9)  $g_e = \frac{k_4}{\eta_i \eta_m}$ . Tại chế độ không tải  $g_e = \infty$ .

Khi tăng tải, ban đầu  $g_e$  giảm do  $\eta_i \eta_m$  tăng, sau đó đạt cực tiểu tại  $(\eta_i \eta_m)_{\max}$  rồi tăng do  $\eta_i \eta_m$  giảm, hình 8-40.

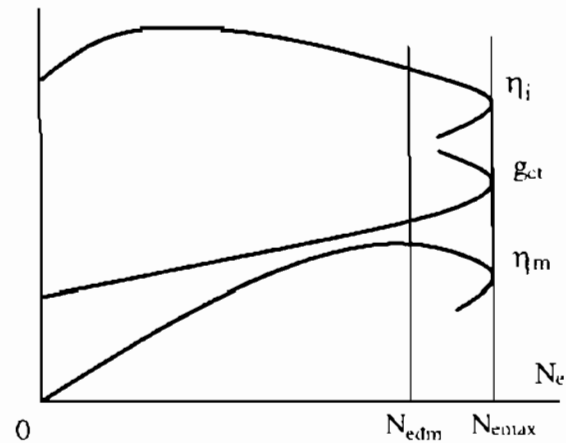
- $G_{nl}$ : theo công thức (8-15)  $G_{nl} = k'_5 g_{ct} n$  với  $n = \text{const}$  nên  $G_{nl}$  có dạng của  $g_{ct}$ , hình 8-40.

• *Vấn đề chọn chế độ định mức cho động cơ diesel.* Trong quá trình khảo sát đặc tính tải ở trên đã thể hiện rõ  $g_{ct}$  là biến độc lập đặc trưng cho tải trọng. Tuy nhiên, sau khi tiến hành thực nghiệm để có đặc tính tải ở tốc độ định mức  $n_{dm}$  chọn trước, một vấn đề đặt ra đối với nhà chế tạo động cơ là trên cơ sở đặc tính đó chọn chế độ định mức ở đâu cho phù hợp, từ đó điều chỉnh hệ thống nhiên liệu với  $g_{ct}$  nhất định. Công suất động cơ phát ra tại chế độ lựa chọn được gọi là công suất định mức  $N_{edm}$ .

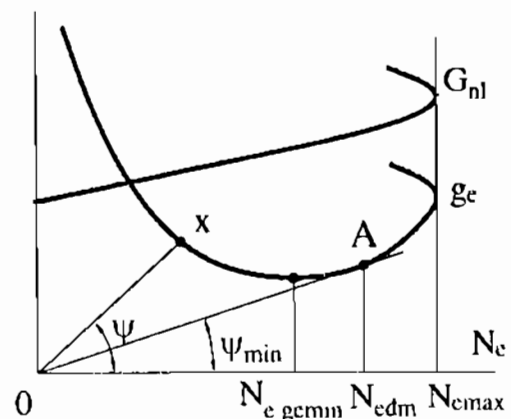
Thông thường, tiêu chí để chọn chế độ định mức là chế độ có tính kinh tế cao ( $g_e$  nhỏ) và tính hiệu quả lớn ( $p_e$  hay  $N_e$  lớn). Tuy nhiên, không có chế độ nào mà tại đó hai thông số trên đồng thời đạt cực trị, hình 8-40. Vì thế người ta phải lựa chọn chế độ định mức một cách thỏa hiệp sao cho tại đó tỷ số  $\frac{g_e}{N_e}$  nhỏ nhất. Xuất phát từ quan điểm này, ta chọn chế độ định mức cho động cơ diesel như sau.

Trên hình 8-40, xét một điểm bất kỳ X trên đồ thị  $g_e = f(N_e)$ , gọi  $\psi$  là góc của OX với trục hoành ta có  $\tan \psi = \frac{g_e}{N_e}$ . Từ O

tim được tiếp tuyến với đồ thị  $g_e$  tại A. Rõ ràng là tại đây góc  $\psi$  nhỏ nhất nên ta cũng



Hình 8-39. Các biến số trên đặc tính tải động cơ diesel



Hình 8-40. Đặc tính tải động cơ diesel

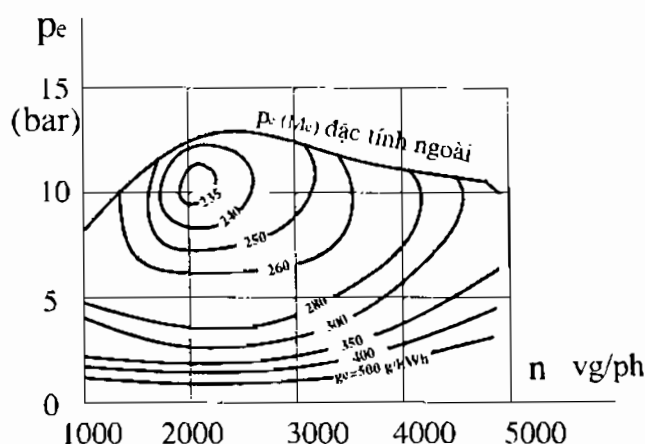
có  $tg\psi = \frac{g_e}{N_e}$  nhỏ nhất. Vì vậy ta chọn giá trị tung độ của điểm A là  $N_{edm}$ . Từ giá trị  $N_{edm}$

vừa chọn ta sẽ quay trở lại xác định  $g_{ci}$  cho chế độ định mức dựa vào đồ thị  $g_{ci}$  trên hình 8-39. Từ đó điều chỉnh cỡ giới hạn  $g_{ci}$  cực đại ở hệ thống nhiên liệu ứng với đặc tính ngoài của động cơ.

Sau khi khảo sát đặc tính tải, ta thấy giữa đặc tính tốc độ và đặc tính tải có mối liên hệ mật thiết với nhau. Nếu như đã có đặc tính tốc độ bao gồm đặc tính ngoài và đặc tính bộ phận trình bày trong các mục 8.3.2 và 8.3.3, ta hoàn toàn có thể xây dựng các đặc tính tải ở các chế độ tốc độ vòng quay  $n = \text{const}$  một cách dễ dàng và ngược lại.

## 8.6 Đặc tính tổng hợp

Đặc tính tổng hợp là đặc tính thể hiện đồng thời quan hệ của nhiều thông số làm việc của động cơ trong miền làm việc của nó. Dựa trên các đặc tính tốc độ hoặc đặc tính tải ta có thể xây dựng đặc tính tổng hợp với các đường đẳng trị. Đặc tính tổng hợp như một bức tranh toàn cảnh mô tả toàn bộ các chế độ làm việc của động cơ với các thông số cụ thể. Hình 8-41 trình bày đặc tính tổng hợp của một loại động cơ cụ thể. Trên đặc tính tổng hợp, tại một điểm ta có thể xác định đồng thời nhiều thông số của động cơ như  $n$ ,  $p_e$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ . Ngoài ra, ta có thể xác định vùng làm việc thích hợp cho động cơ tùy theo mục đích sử dụng. Ví dụ vùng làm việc kinh tế nhất của động cơ trên hình 8-41 là vùng có  $g_e$  khoảng 235 g/kWh.



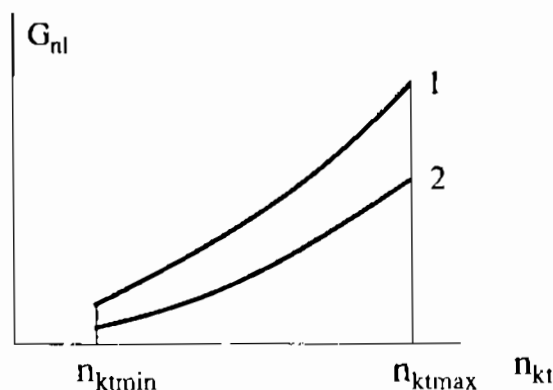
Hình 8-41. Đặc tính tổng hợp

## 8.7 Đặc tính không tải

Đặc tính không tải là đặc tính tốc độ ở chế độ không tải, biểu thị quan hệ  $G_{nl} = f(n_{kt})$  khi  $N_e (p_e, M_e) = 0$ , trong đó  $n_{kt}$  là tốc độ không tải của động cơ.

### 8.7.1 Động cơ xăng

Khi tăng  $n_{kt}$  phải mở rộng van tiết lưu. Hệ số nạp  $\eta_v$  tăng nhanh trong khi đó  $\lambda$  cũng tăng (nhạt dần) [3] nhưng ít hơn. Theo công thức (8-10)



Hình 8-42. Đặc tính không tải

1: chưa chạy rà xong, 2: chạy rà xong

$G_{nl} = k_s \frac{\eta_i}{\lambda} n$  thì  $G_{nl}$  sẽ có dạng như trên hình 8-42.

### 8.7.2 Động cơ diesel

Đề tăng tốc độ không tải  $n_{kt}$  phải tăng lượng nhiên liệu chu trình  $g_{ct}$ . Theo công thức (8-15)  $G_{nl} = k'_s g_{ct} n$  nên cũng có dạng tương tự như ở động cơ xăng, hình 8-42.

*Ý nghĩa của đặc tính không tải:*

- Xác định tốc độ vòng quay không tải ổn định nhỏ nhất  $n_{ktmin}$ , tốc độ vòng quay không tải lớn nhất  $n_{ktmax}$  và  $G_{nl}$  trong vùng tốc độ này.

- Đánh giá mức độ chạy rà. Trong quá trình chạy rà, ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc giảm dần nên  $G_{nl}$  cũng giảm theo. Quá trình chạy rà được coi là kết thúc khi ma sát ổn định nên  $G_{nl}$  cũng ổn định và đạt giá trị nhỏ nhất.

- Xác định tổn thất cơ khí  $p_m$ . Nếu coi  $p_m$  chỉ phụ thuộc tốc độ vòng quay  $n$  mà không phụ thuộc tải trọng theo công thức (5-11)  $p_m = a + b.c_m$  thì có thể dựa vào đặc tính không tải để xác định gần đúng  $p_m$  (giả thiết này đối với động cơ diesel sát thực hơn so với động cơ xăng vì ở động cơ xăng ảnh hưởng của van tiết lưu khi thay đổi tải đến  $p_m$  thông qua "công bơm" là rất đáng kể). Tại chế độ không tải ta có  $N_m = N_i$ . Từ các công thức (5-7) và (5-10) ta có:

$$N_i = G_{nl} Q_H \eta_i = N_m = \frac{p_m V_h i n}{30\tau}. \text{ Từ đây ta rút ra:}$$

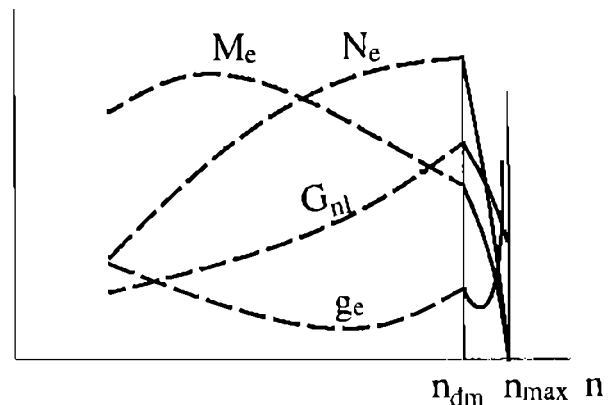
$$p_m = \frac{30\tau G_{nl} Q_H \eta_i}{i n V_h}$$

trong đó  $\eta_i$  được lấy theo số liệu kinh nghiệm hoặc tính toán từ đồ thị công (xem chương V) nếu như có thiết bị indicator để đo áp suất trong xy lanh (sẽ xét ở môn học Thí nghiệm động cơ).

### 8.8. Đặc tính điều tốc

Đặc tính điều tốc là đặc tính tốc độ khi động cơ làm việc với điều tốc thông qua các quan hệ  $M_e(p_e)$ ,  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $G_{nl} = f(n)$ . Tùy thuộc vào kiểu điều tốc (sẽ xét ở môn học Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ) mà động cơ có các đặc tính điều tốc khác nhau.

Trên hình 8-43 miêu tả đặc tính của động cơ diesel có điều tốc một chế độ [1], ví dụ động cơ kéo máy phát điện. Khi  $n > n_{dm}$  thì điều tốc hoạt động có tác dụng làm giảm  $g_{ct}$  nên  $M_e$  và  $N_e$  giảm và bằng 0 ở tốc độ



**Hình 8-43.** Đặc tính điều tốc một chế độ ở động cơ diesel

vòng quay không tải  $n_{kt}$ . Trong khi đó  $G_{nl}$  cũng giảm dần còn  $g_c$  ban đầu giảm một chút, đạt cực tiểu rồi tăng (xem mục 8.3.2.2 và hình 8-29). Tại  $n_{kt}$  thì  $G_{nl}$  đạt giá trị tương ứng trên đặc tính không tải còn  $g_c = \infty$ . Trừ các chế độ khởi động, không tải và chuyển tiếp, điều tốc luôn làm việc để giữ cho tốc độ vòng quay trong vùng làm việc của động cơ ( $n_{dm}$ ,  $n_{max}$ ). Dưới  $n_{dm}$  chỉ là chế độ chuyển tiếp của động cơ sau khi khởi động, đường --- trên hình 8-43.

Hình 8-44 biểu diễn đặc tính công suất động cơ với điều tốc đa chế [1] thường được dùng phổ biến trên ô tô, máy xây dựng, tàu đánh cá... Tại mọi điểm trong miền làm việc của động cơ, điều tốc đều hoạt động để giữ cho chế độ làm việc của động cơ-máy công tác ổn định.

Trong một số động cơ diesel tàu thủy và động cơ ô tô (ví dụ như IFA-W50) sử dụng điều tốc hai chế độ [1, 2], hình 8-45, bao gồm điều tốc một chế độ ở tốc độ không tải để động cơ chạy ổn định ở chế độ này và điều tốc giới hạn ở tốc độ định mức nhằm tránh những hư hỏng có thể xảy ra vì lực quán tính quá lớn. Còn ở các chế độ tốc độ khác, chế độ làm việc giữa động cơ và máy công tác được điều khiển bởi người vận hành.

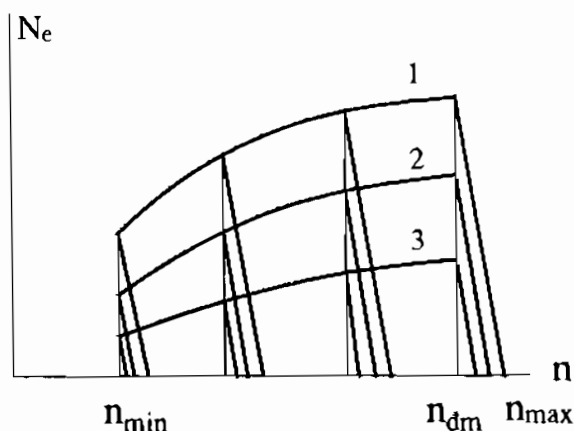
Động cơ xăng do có đặc tính mômen dốc nên có thể không cần điều tốc. Tuy nhiên, động cơ xăng ô tô hiện đại thường dùng điều tốc hai chế độ. Tại chế độ không tải khi người lái nhả chân ga, điều tốc giữ cho  $n_{kt}$  ổn định kể cả khi chạy điều hoà, quạt thông gió hay các thiết bị khác có tiêu thụ năng lượng từ động cơ. Tại chế độ tốc độ cực đại điều tốc giữ cho tốc độ không vượt quá  $n_{max}$ .

## 8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ

### 8.9.1 Yêu cầu

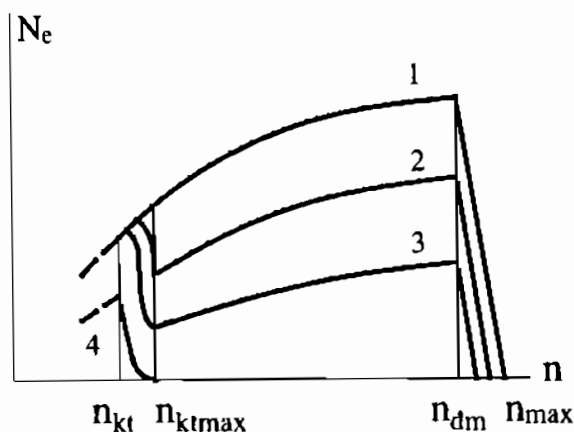
Cải thiện đặc tính động cơ tùy thuộc vào những trường hợp cụ thể nhằm nâng cao công suất, tăng khả năng thích ứng, mở rộng phạm vi tốc độ...

Như đã xét trong mục 8.3.2.1, đặc tính tốc độ có hệ số thích ứng  $k$  càng lớn và hệ số tốc độ  $k_c$  càng nhỏ càng



**Hình 8-44.** Đặc tính điều tốc đa chế ở động cơ diesel

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ



**Hình 8-45.** Đặc tính điều tốc hai chế độ

1: toàn tải, 2: tải trung bình, 3: tải nhỏ, 4: không tải

tốt. Tùy theo điều kiện làm việc hay công dụng của động cơ, dù là động cơ xăng hay diesel, mà áp dụng những biện pháp cải thiện đặc tính cho phù hợp.

Riêng đối với động cơ diesel, đặc tính tốc độ về mômen thoải hơn so với ở động cơ xăng nên tính ổn định với máy công tác kém hơn ( $k = 1,10 - 1,15$  so với  $1,40 - 1,45$ ). Mặt khác, vùng tốc độ ổn định cũng hẹp hơn ( $k_c = 0,55 - 0,70$  so với  $0,45 - 0,55$ ) nên sử dụng và vận hành khó khăn hơn. Vì vậy, cải thiện đặc tính đối với động cơ diesel có tính phổ biến và có ý nghĩa rất quan trọng.

Để thay đổi đặc tính  $p_e$  (hay  $M_e$ ) =  $f(n)$ , căn cứ vào các công thức (8-6) và (8-13) cần tác động vào  $\eta_v$  đối với động cơ xăng và  $g_{ct}$  đối với động cơ diesel.

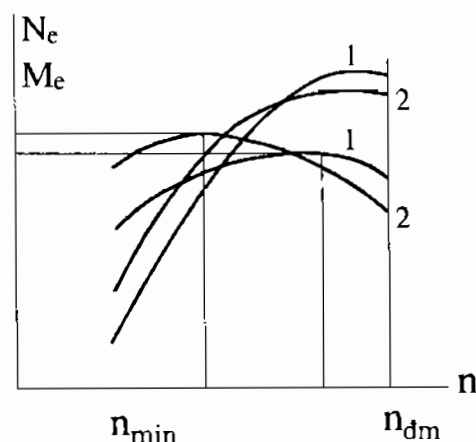
## 8.9.2 Các phương pháp

Có nhiều biện pháp để cải thiện đặc tính động cơ. Sau đây ta khảo sát một số biện pháp thông dụng nhất.

### 8.9.2.1 Chọn góc phối khí thích hợp

Đối với động cơ không có cơ cấu thay đổi góc phối khí tối ưu theo tốc độ của động cơ (những động cơ có tính năng này nêu ở 4.1.3.6) thì việc lựa chọn góc phối khí tối ưu tại chế độ tốc độ nào nhằm tác động vào quan hệ  $\eta_v = f(n)$  (xem mục 4.1.3.8) để có được đặc tính hợp lý có ý nghĩa rất quan trọng.

Nếu điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ cao (gần hoặc tại  $n_{dm}$ ) thì tận dụng được công suất của động cơ ở tốc độ cao, (đường 1 trên hình 8-46) nhưng tính ổn định kém và vùng làm việc ổn định bị thu hẹp. Trường hợp này dùng cho động cơ máy phát điện, tàu thủy... là những động cơ thường xuyên làm việc ổn định ở tốc độ cao. Ngược lại, điều chỉnh góc phối khí tối ưu ở tốc độ thấp (đường 2 trên hình 8-46) thì so với trường hợp trên, công suất ở chế độ tốc độ cao nhỏ hơn nhưng tính ổn định cao hơn và vùng làm việc rộng hơn, do đó thích hợp cho động cơ ô tô, xe máy. Cần lưu ý là, đối với động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp, cùng với thay đổi  $\eta_v$  cần phải thay đổi  $g_{ct}$  mới làm thay đổi mômen và công suất động cơ. Cụ thể ở trường hợp 1, hình 8-46, tối ưu ở tốc cao sẽ cho  $\eta_v$  cao hơn nhưng phải tăng  $g_{ct}$  tức là cung cấp thêm nhiên liệu mới có được mômen (và công suất) lớn hơn.

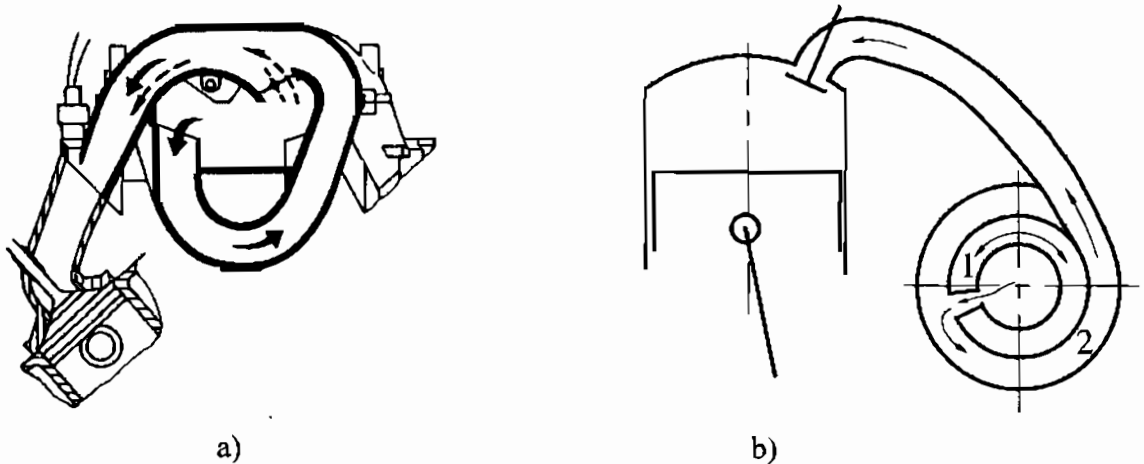


**Hình 8-46.** Lựa chọn góc phối khí thích hợp

Tối ưu ở: 1:  $n$  cao, 2:  $n$  nhỏ

### 8.9.2.2 Lợi dụng hiện tượng khí động để tăng hệ số nạp

Dòng chảy trong hệ thống nạp thái đều là các dòng mạch động nên có sự dao động và lan truyền sóng áp suất trong hệ thống. Tại một tốc độ  $n$  cụ thể, người ta lựa chọn chiều dài đường nạp sao cho sóng phản hồi xuất phát từ miệng đường nạp đến cửa xupáp nạp khi xupáp đang mở thì sẽ nạp được nhiều khí nạp mới hơn để tăng công suất động cơ.

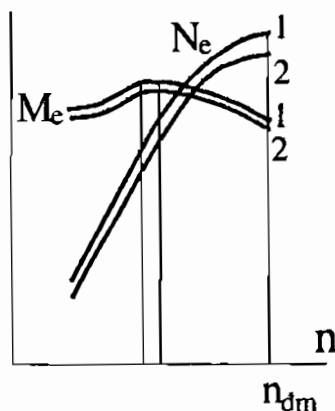


**Hình 8-47.** Đường nạp thay đổi chiều dài lợi dụng sóng áp suất

a): hai cấp, b): vô cấp

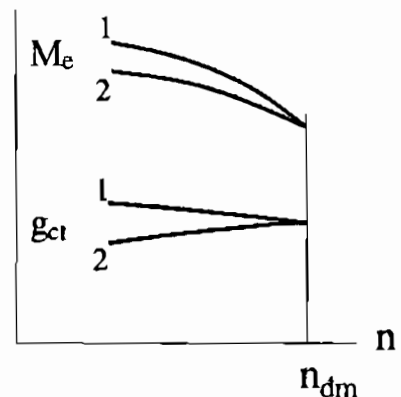
Một số động cơ ô tô hiện đại lợi dụng hiện tượng khí động này để cải thiện đặc tính. Đường nạp của động cơ có dạng cong xoắn để có thể thay đổi chiều dài theo tốc độ của động cơ thông qua một hệ thống điều khiển (ngày nay thường dùng cơ điện tử) nhằm bảo đảm lợi dụng được sóng áp suất ở các chế độ tốc độ khác nhau, hình 8-47. Trên hình 8-47a do có một van điều khiển nên chiều dài đường nạp [10] có hai giá trị khác nhau ứng với hai chế độ tốc độ. Còn đường nạp ở hình 8-47b thay đổi vô cấp chiều dài theo tốc độ động cơ do tang trống 1 được điều khiển xoay quanh tâm của nó [16].

Nói chung, phương pháp lợi dụng hiện tượng khí động không tăng được đáng kể lượng khí nạp mới nên công suất động cơ chỉ tăng một ít, do đó ảnh hưởng không nhiều đến hệ số thích ứng nhưng có thể góp phần làm mở rộng vùng làm việc ổn định của động cơ, đường 1 hình 8-48 [1, 2].



**Hình 8-48.** Lợi dụng hiện tượng khí động cải thiện đặc tính động cơ

1: có cải thiện, 2: không cải thiện



**Hình 8-49.** Hiệu chỉnh bơm cao áp

1: có hiệu chỉnh; 2: không hiệu chỉnh

### 8.9.2.3 Hiệu chỉnh bơm cao áp

Như trên đã trình bày trong mục 8.3.2.1 thì bơm cao áp kiểu Bosch có đặc tính  $g_{ct}$  tăng theo tốc độ vòng quay  $n$  dẫn đến hệ số thích ứng của động cơ diesel nhỏ. Để cải thiện, người ta dùng những kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp. Xuất phát từ chế độ định mức với cùng  $g_{ct}$  (để giữ nguyên công suất định mức  $N_{edm}$ ) khi giảm  $n$  thì cơ cấu hiệu chỉnh sẽ làm tăng  $g_{ct}$ , hình 8-49, tức là  $g_{ct}$  giảm khi tăng  $n$ . Như vậy khi hiệu chỉnh sẽ được đường mô men dốc hơn (đường 1, hình 8-49).

Các kết cấu hiệu chỉnh bơm cao áp kiểu Bosch được trình bày trong [1, 2] và trong giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ đốt trong.

### 8.9.2.4 Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc

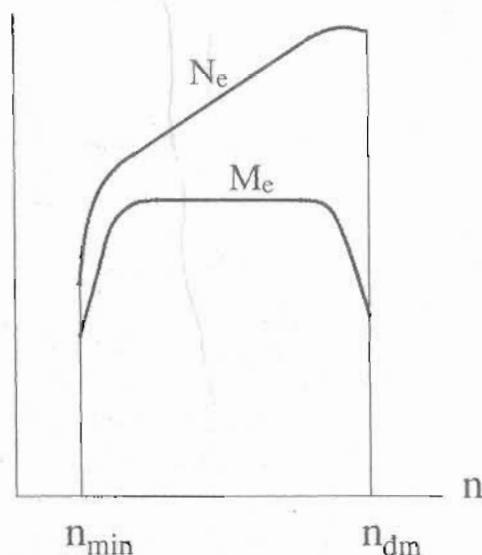
Một trong những yêu cầu quan trọng đối với ô tô du lịch là tính năng gia tốc phải cao. Người ta thường đánh giá tính năng gia tốc của ô tô thông qua thời gian tăng tốc từ 0 đến 100 km/h. Thời gian tăng tốc càng nhỏ thì tính năng gia tốc của xe càng cao.

Để đáp ứng yêu cầu này, gần đây trong nhiều ô tô du lịch hiện đại trang bị động cơ có đặc tính mômen bằng hằng số trong một vùng tốc độ khá rộng, hình 8-50 [16, 17]. Muốn vậy phải cấp thêm hỗn hợp không khí-nhiên liệu trong vùng tốc độ thấp và trung bình để tăng mômen  $M_e$ . Có thể nêu một số biện pháp cụ thể như sau:

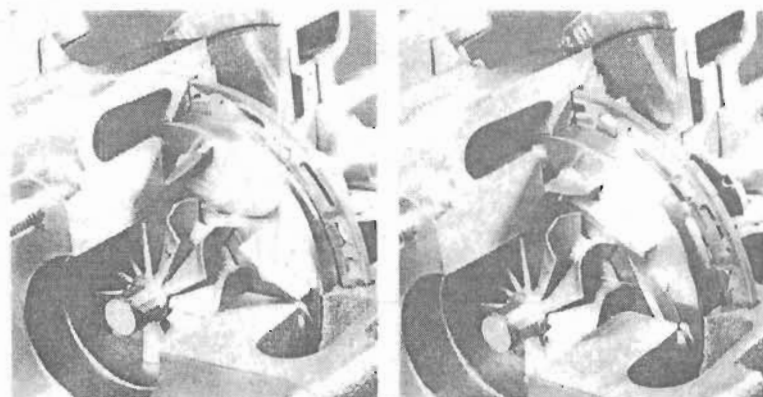
- Dùng tăng áp tuốc bin khí thải có van xả (waste gate) được điều khiển bởi áp suất tăng áp. Van xả làm việc ở tốc độ cao, tải trọng lớn để xả bớt khí thải trước khi qua tuốcbin (bypass).

- Dùng tuốc bin khí thải biến hình (thay đổi kích thước của tuốcbin), hình 8-51.

- Dùng máy nén chạy điện hoặc dẫn động cơ khí từ trục khuỷu được điều khiển tự động để tăng áp cho động cơ ở chế độ tốc độ thấp.



Hình 8-50. Hiệu chỉnh đặc tính mômen để tăng khả năng gia tốc



Hình 8-51. Tuốcbin khí thải biến hình



## **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

1. Vũ Trung Thanh. Tập bài giảng Nguyên lý Động cơ đốt trong. Khoa ĐH Tài chính ĐHBK Hà Nội xuất bản 1975.
2. Nguyễn Tất Tiến. Nguyên lý Động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 2000.
3. Phạm Minh Tuấn. Động cơ đốt trong. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2006.
4. Kiều Đình Kiểm. Các sản phẩm dầu mỏ và hóa dầu. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2000.
5. Bosch. Automotive Handbook 5th Edition. Robert Bosch GmbH, 2000.
6. Bùi Văn Ga, Phạm Xuân Mai, Trần Văn Nam, Trần Thanh Hải Tùng. Mô hình hóa quá trình cháy trong động cơ đốt trong. NXB Giáo dục, Hà Nội 1997.
7. H.P. Lenz. Verbrennungskraftmaschinen Grundzüge und Vertiefung. Skriptum zur Vorlesung. TU Wien 1999.
8. Willard W. Pulkrabek. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Second Edition. Pearson Prentice-Hall, USA 2004.
9. John E. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, Singapore 2002.
10. H. Zellbeck. Skriptum zur Vorlesungen der Verbrennungsmotoren. IVK der TU Dresden, 1999-2000.
11. Nguyễn Đức Phú. Giáo trình hướng dẫn làm đồ án môn học Động cơ đốt trong, ĐHBK Hà Nội, 1998.
12. Lê Đình Vũ. Nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học của hệ thống thải xung đến các chỉ tiêu kinh tế năng lượng của động cơ diesel 4 kỳ tăng áp bằng tuốcbin thải xung. Luận án Tiến sỹ, Học viện Kỹ thuật quân sự, 2006.
13. Bùi Văn Ga. Quá trình cháy trong động cơ đốt trong. Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, 2002.
14. G.P. Merker, G. Stiesch. Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig 1999.
15. G.P. Merker, Christian Schwarz. Technische Verbrennung. Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse. B.G. Teubner Stuttgart-Leipzig-Wiesbaden 2001.
16. Bosch. Ottomotormanagement. Robert Bosch GmbH, 1998.
17. Bosch. Dieselmotormanagement. Robert Bosch GmbH, 2002.
18. U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Transportation Technologies. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Technology, a Report to the U.S. Congress. April 2001.

## MỤC LỤC

<b>LỜI NÓI ĐẦU</b>	3
<b>CHƯƠNG I. KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG</b>	5
1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt	5
1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác	5
1.2.1 Ưu điểm	5
1.2.2 Nhược điểm	6
1.3 Phân loại động cơ đốt trong	6
1.4 Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong	9
1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản	9
1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp	10
1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ	11
1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ	13
<b>CHƯƠNG II. CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG</b>	15
2.1 Những khái niệm cơ bản	15
2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu	15
2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng	15
2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng	16
2.2.1 Chu trình hỗn hợp	16
2.2.2 Chu trình đẳng tích	19
2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng	19
2.3.1 Chu trình đẳng tích	20
2.3.2 Chu trình hỗn hợp	21
2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích	22
2.4.1 Cùng $Q_1$ và $\epsilon$	22
2.4.2 Cùng $Q_1$ và $p_z$	22
<b>CHƯƠNG III. MÔI CHẤT CÔNG TÁC</b>	25
3.1 Nhiên liệu	25
3.1.1 Nhiên liệu khí	25
3.1.2 Nhiên liệu lỏng	26
3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel	32
3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng	34
3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy	36
3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn	37
3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn	39
3.2.3 Thay đổi thể tích khí cháy	42
3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác	45
3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ	45
3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới	46
3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy	46
3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác	46
<b>CHƯƠNG IV. CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG</b>	49
4.1 Quá trình nạp	49
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp	49
4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp	51

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp.....	60
4.2 Quá trình nén .....	63
4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản .....	63
4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén.....	64
4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến $\eta_1$ .....	65
4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén $\epsilon$ .....	67
4.3 Quá trình cháy.....	69
4.3.1 Khái niệm cơ bản .....	69
4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy.....	69
4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng.....	74
4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel .....	79
4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy .....	82
4.4 Quá trình giãn nở .....	86
4.4.1 Diễn biến.....	86
4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở .....	87
4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến $\eta_2$ .....	88
4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở.....	90
4.5 Quá trình thải .....	91
4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch .....	91
4.5.2 Xử lý khí thải .....	92
4.6 Tính toán mô phỏng chu trình làm việc của động cơ .....	93
4.6.1 Phương pháp tính toán nhiệt động .....	93
4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng.....	94
4.6.3 Phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics) .....	97
<b>CHƯƠNG V. NHỮNG THÔNG SỐ CHỈ THỊ, CÓ ÍCH VÀ CÂN BẰNG NHIỆT</b> .....	99
5.1 Những thông số chỉ thị.....	99
5.1.1 Áp suất chỉ thị .....	99
5.1.2 Công suất chỉ thị .....	101
5.1.3 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu chỉ thị .....	101
5.2 Những thông số có ích .....	102
5.2.1 Tổn thất cơ khí.....	102
5.2.2 Công suất và áp suất có ích.....	102
5.2.3 Hiệu suất cơ khí .....	103
5.2.4 Hiệu suất và suất tiêu thụ nhiên liệu có ích .....	103
5.3 Cân bằng nhiệt .....	103
<b>CHƯƠNG VI. TRAO ĐỔI MÔI CHẤT TRONG ĐỘNG CƠ HAI KỲ</b> .....	107
6.1 Các hệ thống quét thải của động cơ hai kỳ .....	107
6.1.1 Quét vòng.....	107
6.1.2 Quét thẳng.....	109
6.1.3 So sánh quét thẳng và quét vòng .....	109
6.2 Pha phối khí và tiết diện thời gian .....	109
6.2.1 Pha phối khí đối xứng.....	110
6.2.2 Pha phối khí không đối xứng.....	110
6.2.3 Tiết diện thời gian.....	111
6.3 Diễn biến quá trình trao đổi khí và các thông số cần thiết khi tính toán .....	112
6.3.1 Diễn biến.....	112

6.3.2 Các thông số cần thiết khi tính toán.....	113
6.4 Tính toán lý thuyết quá trình trao đổi môi chất .....	118
6.4.1 Cơ sở tính toán.....	118
6.4.2 Giai đoạn thải tự do .....	119
6.4.3 Giai đoạn quét và thải cưỡng bức .....	121
6.4.4 Tốc độ trung bình lý thuyết của môi chất qua các cửa nạp, thải .....	124
<b>CHƯƠNG VII. HÌNH THÀNH HÒA KHÍ TRONG ĐỘNG CƠ</b> .....	127
7.1 Hình thành hòa khí trong động cơ xăng.....	127
7.1.1 Cơ sở vật lý .....	127
7.1.2 Các phương pháp tạo thành hòa khí trong động cơ xăng .....	130
7.2 Hình thành hòa khí trong động cơ diesel .....	135
7.2.1. Phun nhiên liệu trong động cơ diesel.....	135
7.2.2 Các phương pháp hình thành hòa khí trong động cơ diesel.....	139
7.3 Hình thành hòa khí đồng nhất đốt cháy do nén .....	147
<b>CHƯƠNG VIII. ĐẶC TÍNH ĐỘNG CƠ</b> .....	149
8.1 Chế độ làm việc và các đặc tính của động cơ đốt trong .....	149
8.1.1 Chế độ làm việc .....	149
8.1.2 Các loại đặc tính động cơ đốt trong.....	150
8.1.3 Cơ sở phân tích đặc tính động cơ .....	151
8.2 Đặc tính điều chỉnh.....	153
8.2.1 Đặc tính điều chỉnh $\lambda$ .....	153
8.2.2 Đặc tính điều chỉnh $\varphi_s$ .....	157
8.3 Đặc tính tốc độ.....	159
8.3.1 Các đặc tính tốc độ.....	159
8.3.2 Đặc tính tốc độ động cơ xăng .....	162
8.3.3 Đặc tính tốc độ động cơ diesel.....	165
8.4 Đặc tính chân vệt.....	169
8.4.1 Khái niệm chung.....	169
8.4.2 Đặc tính chân vệt động cơ xăng .....	170
8.4.3 Đặc tính chân vệt động cơ diesel.....	171
8.5 Đặc tính tải.....	172
8.5.1 Đặc tính tải động cơ xăng .....	172
8.5.2 Đặc tính tải động cơ diesel.....	173
8.6 Đặc tính tổng hợp.....	175
8.7 Đặc tính không tải.....	175
8.7.1 Động cơ xăng.....	175
8.7.2 Động cơ diesel .....	176
8.8. Đặc tính điều tốc .....	176
8.9 Cải thiện đặc tính tốc độ động cơ .....	177
8.9.1 Yêu cầu .....	177
8.9.2 Các phương pháp .....	178
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO</b> .....	181

*LÝ THUYẾT*  
**ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG**

Tác giả : PGS.TS. Phạm Minh Tuấn

*Chịu trách nhiệm xuất bản :*

TS. PHẠM VĂN DIỄN

Biên tập và sửa bài :

NGUYỄN HUY TIẾN

NGỌC DIỆP

Trình bày bìa :

XUÂN DŨNG

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo - Hà Nội

---

In 300 cuốn 19 × 27 cm, tại Xưởng In NXB Văn hoá Dân tộc

Quyết định xuất bản số : 414 – 2008/CXB/279 – 16/KHKT – 13/5/2008

In xong và nộp lưu chiểu : Quý III năm 2008.

2 0 8 1 6 6



**Giá: 63 000đ**